



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

**NÁVRH A OPTIMALIZACE TĚLESA VŘETENÍKU PRO
OBRÁBĚCÍ STROJ**

DESIGN AND OPTIMIZATION OF A HEADSTOCK FOR MACHINE TOOLS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Lekeš

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Dominik Hermanský

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Bc. Petr Lekeš**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce: **Ing. Dominik Hermanský**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh a optimalizace tělesa vřeteníku pro obráběcí stroj

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Nosná konstrukce je jedna z nejdůležitějších částí obráběcích strojů, protože má zásadní vliv na přesnost stroje. Pro tuto práci byl zvolen vřeteník obráběcího centra, protože se z hlediska statické a dynamické tuhosti jedná o nejslabší článek kinematického řetězce. Při vývoji nového vřeteníku je potřeba na základě výpočtového modelování systematicky posoudit různé materiálové a konstrukční provedení vřeteníků s ohledem na mechanické parametry při obrábění.

Cíle diplomové práce:

Rozbor současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky.
Rešerše v oblasti nosných konstrukcí obráběcích strojů.
Stanovení různých variant vřeteníků pro analýzu.
Výpočtové modely jednotlivých provedení, výpočty.
Výpočtová správa.
Vyhodnocení dosažených výsledků.
Závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů IV.0. Praha: MM publishing, 2018. MM speciál. ISBN 978-80-906310-8-3.

JANÍČEK, Přemysl. Mechanika těles: pružnost a pevnost I. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2592-X.

JANÍČEK, Přemysl a Emanuel ONDRÁČEK. Řešení problémů modelováním: téměř nic o téměř všem. Brno: PC-DIR, 1998. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1233-X.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem a optimalizací tělesa vřeteníku pro obráběcí stroj. Práce byla zaměřena na porovnání jednotlivých variant valivého a kluzného vedení vřeteníku, vzhledem k jejich statické a dynamické tuhosti. Byla vypracována rešerše v oblasti obráběcích strojů, jejich statických a dynamických vlastností, používaných materiálů a konstrukčních provedení vřeteníků, z hlediska jejich typu vedení, způsobu náhonu vedení a způsobu náhonu vřetená. Mezi další hlavní cíle práce patřilo navržení jednotlivých variant vedení vřeteníku pro horizontální obráběcí centrum, vypracování jednotlivých výpočtových modelů a vyhodnocení získaných výsledků.

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the design and optimization of a headstock for machine tool. Thesis was focused to comparison of several types of slide-ways and linear guides of headstock, considering their static and dynamic rigidity. An overview in the field of machine tools, their static and dynamic properties, use materials and design of headstocks, considering types of guideways, types of guideways drives and types of drives of spindle was made. Among the other main goals is included design of several types of guideway of headstock for horizontal machine tool, elaboration of computational models and evaluation of results.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vřeteník horizontálního obráběcího stroje, valivé vedení, kluzné vedení, statická tuhost, dynamická tuhost.

KEYWORDS

Headstock of horizontal machine tool, linear guides, slide-way, static rigidity, dynamic rigidity.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

LEKEŠ, Petr. *Návrh a optimalizace tělesa vřeteníku pro obráběcí stroj*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/129575>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Dominik Hermanský.

PODĚKOVÁNÍ

Mé poděkování patří vedoucímu diplomové práce Ing. Dominiku Hermanskému, za cenné rady, věcné připomínky a ochotu při konzultacích, kterou mi v průběhu zpracování věnoval. Dále bych tímto rád poděkoval své rodině, která mě vždy, během celého studia plně podporovala.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením vedoucího práce Ing. Hermanského a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21.5.2021

.....

Petr Lekeš

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	OBRÁBĚCÍ A CNC OBRÁBĚCÍ STROJE	17
2.1	Rozdělení obráběcích strojů.....	18
2.2	CNC Obráběcí stroje na rotační součásti	18
2.2.1	CNC obráběcí stroje na rotační součásti s horizontální osou vřetena	19
2.2.2	CNC obráběcí stroje na rotační součásti s horizontální osou vřetena (karusely).....	20
2.3	CNC obráběcí stroje na nerotační součásti	22
2.3.1	CNC obráběcí stroje na nerotační součásti s horizontální osou vřetena.....	22
2.3.2	CNC obráběcí stroje na nerotační součásti s vertikální osou vřetena.....	24
3	STATICKÁ A DYNAMICKÁ TUHOST OBRÁBĚCÍHO STROJE.....	27
3.1	Statická tuhost.....	27
3.2	Dynamická tuhost	30
3.2.1	Volné kmitání	31
3.2.2	Vynucení kmitání	33
3.2.3	Samobuzené kmitání.....	35
4	TEPLOTNÍ STABILITA OBRÁBĚCÍCH STROJŮ	38
4.1	Teplotní chyby obráběcích strojů	38
4.2	Měření teplot a teplotních chyb	39
4.3	Opatření proti vzniku teplotních chyb	41
5	MATERIÁLY PRO NOSNOU SOUSTAVU CNC OBRÁBĚCÍCH STROJŮ 41	41
5.1	Ocel, litiny a kovové materiály	42
5.2	Přírodní materiály	43
5.3	Polymerní betony	43
5.4	Vláknové kompozity	43
5.5	Hybridní materiálové struktury	44
5.6	Kovové pěny, porézní a pórovité materiály	44
6	KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ VŘETENÍKŮ	45
6.1	Vedení vřeteníku.....	46
6.1.1	Kluzná vedení	46
6.1.2	Hydrostatická vedení	46
6.1.3	Valivá vedení	47
6.2	Pohony vřeteníku	48
6.2.1	Kuličkový šroub	48
6.2.2	Pastorek a hřeben.....	49
6.3	Konstrukční varianty umístění hlavního pohonu vřetena	49
6.3.1	Nepřímý pohon s vloženým převodem.....	50
6.3.2	Přímý pohon interní – Elektrovřeteno	50
6.3.3	Přímý pohon externí	51
7	SYSTÉMOVÝ PŘÍSTUP.....	51
7.1	Problém a jeho analýza	51
7.1.1	Analýza problémové situace.....	51

7.1.2	Formulace problému	52
7.1.3	Formulace cílů při řešení problému	52
7.2	Vymezení objektu, na němž je problém řešen.....	52
7.3	Výběr vhodné metody řešení problému	52
7.4	Systém podstatných veličin	52
8	NÁVRH A OPTIMALIZACE TĚLESA VŘETENÍKU OBRÁBĚCÍHO STROJE.....	54
8.1	Nástroje pro výpočetní model	55
8.2	Stanovení různých variant vřeteníků pro analýzu	55
8.2.1	Variety pro valivé vedení	56
8.2.2	Variety pro kluzné vedení	58
8.3	Výpočtové modely.....	60
8.3.1	Těleso vřeteníku	60
8.3.2	Kuličkový šroub a jeho ložiska	65
8.3.3	Motor pro pohon vřetena.....	67
8.3.4	Frézovací hlava	68
8.3.5	Valivé vedení.....	68
9	VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA	70
9.1	Valivé vedení.....	71
9.1.1	Mechanické vlastnosti	71
9.1.2	Okrajové podmínky a Static Structural modul	71
9.1.3	Modul Modal a jeho nastavení	72
9.1.4	Modul Harmonic Response	72
9.1.5	Volba vhodné sítě.....	72
9.1.6	Výsledky pro jednotlivé varianty valivého vedení.....	73
9.2	Kluzné vedení.....	80
9.2.1	Mechanické vlastnosti	80
9.2.2	Okrajové podmínky	80
9.2.3	Volba vhodné sítě.....	81
9.2.4	Výsledky pro jednotlivé varianty kluzného vedení.....	82
10	VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ.....	84
10.1	Statické zatížení.....	84
10.2	Dynamické zatížení pro vlastní frekvence-ohyb v ose X a Y	85
11	ZÁVĚR.....	87
12	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	88
13	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....	91
13.1	Seznam tabulek.....	91
13.2	Seznam obrázků.....	91
13.3	Použité symboly	93

1 ÚVOD

Obráběcí stroje a obráběcí centra mají v dnešní době, i přes rozmach aditivních technologií, stále neotřesitelné postavení při výrobě nejrůznějších strojních součástí, a to při použití velké škály materiálů od železných a neželezných kovů, k materiálům, jako jsou různé typy plastů, dřeva atd. V závislosti na technologii výroby jednotlivých součástí existuje velké množství různých typů obráběcích strojů, které mají rozdílné vlastnosti a parametry, avšak jedno mají všechny stejné, a to stále se zvyšující nároky na přesnost a produktivitu.

Tato diplomová práce je zaměřena na návrh a optimalizaci vřeteníku horizontálního obráběcího stroje z hlediska jeho vedení, kdy v závislosti na statické a dynamické tuhosti byly porovnávány jednotlivé navržené varianty valivého a kluzného vedení. Jedním z cílů práce je rešeršní část, která začíná vymezením pojmu obráběcí stroj a obráběcí centrum a seznámením se s jednotlivými typy obráběcích strojů. Ta dále rozebírá problematiku statické tuhosti, dynamické tuhosti a teplotní stability obráběcích strojů, což jsou parametry, které mají výrazný vliv na celkovou přesnost obrábění. Parametrem, ovlivňujícím tuhost jednotlivých uzlů nosné soustavy obráběcího stroje, včetně vřeteníku, jsou použité materiály, kterými se zabývá další bod rešeršní části této diplomové práce. V této části jsou představeny konvenční, ale i progresivní a méně používané materiály. Poslední kapitolou, která seznamuje se stávajícím stavem poznání, je ukázka jednotlivých konstrukčních provedení pro různé typy vřeteníků, a to především z hlediska vedení, pohonu vřeteníku a jednotlivých typů pohonů hlavního vřetená.

Jelikož byla práce zaměřena na valivé a kluzné vedení vřeteníku, bylo další částí navržení jednotlivých variant pro analýzu. Zde bylo vybráno několik různých způsobů použití valivého vedení s různými počty valivých vozíků, a několik dalších variant kluzného vedení. Veškerým vytvořeným modelům, které byly výrazně zjednodušeny za účelem snížení výpočtové náročnosti, byly uděleny reálné parametry a provedeny výpočty pomocí softwaru ANSYS Workbench. Následující částí je popis konkrétního postupu a výsledků jednotlivých variant v rámci výpočtové zprávy. Takto získané výsledky statických a dynamických tuhostí jednotlivých variant byly na závěr vyhodnoceny.

2 OBRÁBĚCÍ A CNC OBRÁBĚCÍ STROJE

Výrobní stroj lze definovat jako zpravidla stacionární zařízení pro určitý technologický proces, kde na základě přívodu energie dochází k procesu tvarování polotovaru podle příslušné metody především mechanickými pochody, ale mohou být použity i metody fyzické nebo chemické [7].

Jedním ze základních a nejvyužívanějších výrobních prostředků, který lze ve strojním průmyslu najít, jsou obráběcí stroje. Obráběcí stroj je zařízení, které odděluje materiál z polotovaru ve tvaru třísek. Technologický proces při obrábění musí zajistit vytvoření požadovaného povrchu obrobku pomocí relativních pohybů nástroje a obrobku a oddělení přebytečného materiálu. Je-li tento obráběcí stroj řízen přímo pracovníkem, hovoříme tak o konvenčních obráběcích strojích, pokud roli řízení převezme programovatelný počítač, hovoříme o CNC obráběcích strojích (obráběcích centrech) (obr. 1) [1,2,7].

Při řízení CNC obráběcích strojů jde konkrétně o řízení procesu obrábění, polohovacích i pomocných funkcí na základě číselných příkazů. Obráběcím centrem rozumíme takový číslicově řízený obráběcí stroj, který pracuje v automatickém cyklu, může provádět různé druhy třískových operací, je vybaven automatickou výměnou obrobků a nástrojů, může pracovat v bezobslužném provozu je vybaven prvky diagnostiky, měření a inteligence. Pro obráběcí centrum je charakteristické, že vždy jedna z třískových operací je dominantní [1].

CNC obráběcí stroj se skládá ze 4 hlavních částí. Mezi ně patří mechanická část, která se skládá z nosné soustavy neboli rámu stroje, pohybových os stroje, vřetena a vřeteníku, výměny a zásobníku pro nástroje a obrobky a mechanických krytů. Další je elektrická část, která je složena z CNC řídicího systému a elektroskříně. Mezičlánkem mezi částí mechanickou a částí elektrickou je PLC. Do poslední, čtvrté části, patří všechna procesní média, která jsou nezbytnou součástí pro správné fungování obráběcího stroje [1].



Obr. 1) Pětiosé vertikální centrum DMG MORI DMU 65 monoBLOCK [27]

2.1 Rozdělení obráběcích strojů

Pokud hovoříme obecně o obrábění, jedná se obvykle o třískové obrábění geometricky definovaným břitem, výjimku tvoří brousící obráběcí stroje, které mají geometricky nedefinovaný břit a jako nástroj užívají brusné kotouče. Mezi základní operace třískového obrábění patří soustružení a frézování.

Metody, které k obrábění materiálů nevyužívají princip třískového obrábění, ale využívají fyzikálních nebo aditivních technologií, se řadí mezi nekonvenční způsoby obrábění. Tyto způsoby lze i kombinovat s třískovým obráběním.

Obráběcí stroje a CNC obráběcí stroje lze rozdělit podle spousty kritérií, jako jsou: [1,7]

- 1) uspořádání kinematického řetězce (sériové, paralelní, smíšené);
- 2) polohy osy vřetena (svislé, vodorovné, univerzální);
- 3) počtu řízených os (tříosé, víceosé);
- 4) podle počtu vřeten (jednovřetenové, vícevřetenové);
- 5) podle tvaru obrobku (rotační, nerotační, multifunkční);
- 6) podle možnosti provedení více druhů technologických operací (obráběcí centra, semimultifunkční obráběcí centra, multifunkční obráběcí centra);
- 7) podle aplikace (speciální použití, Nízko nákladové, kusové malosériové velkosériové a hromadné výroby, pro různé odvětví průmyslu;
- 8) podle použití (univerzální, jednoúčelové);
- 9) podle tvaru břitu nástroje (definovaná/nedefinovaná geometrie);
- 10) podle použité technologie (konvenční/nekonvenční);
- 11) podle úrovně řízení (ruční, číslicově řízené NC, počítačově řízené CNC);
- 12) podle hlavního řezného pohybu (přímočarý, rotační).

Přičemž jednotlivé body se mohou prolínat v různých kombinacích, z čehož plyne velké množství kombinací naznačeného rozdělení.

2.2 CNC Obráběcí stroje na rotační součásti

Pro obráběcí stroje tohoto typu je charakteristický hlavní řezný pohyb dosahovaný otáčením obrobku. Dominantní operací těchto obráběcích strojů je soustružení, ale jelikož se jedná o soustružnické centrum, stroj dokáže v určité míře vykonávat i jiné technologické operace, jako jsou frézování či vrtání.

CNC obráběcí stroje na rotační součásti lze rozdělit podle:

- 1) polohy osy vřetena:
 - svislá;
 - vodorovná.
- 2) počtu řízených os:
 - tříosá;
 - víceosá.

- 3) počtu vřeten:
 - jednovřetenová;
 - dvouvřetenová;
 - vícevřetenová.
- 4) provedení:
 - pouze soustružnická;
 - soustružnické obráběcí;
 - speciální [1].

2.2.1 CNC obráběcí stroje na rotační součásti s horizontální osou vřetena

Soustružnické obráběcí centrum (obr.2) je pro svoji práci vybaveno osou C v konfiguraci doplnění osy Y. Nosnou částí celého obráběcího stroje je lože, které musí zajišťovat především vysokou tuhost a dobrý odpad třísek. Lože je obvykle vyráběno z šedé litiny, svařené z oceli, anebo jiných materiálů (kompozitní materiály). Je zde snaha o co nejnižší hmotnost spolu s dobrou dynamickou a statickou tuhostí [1].

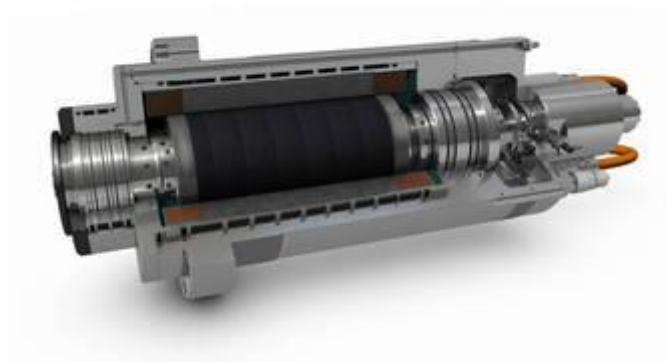


Obr. 2) Číslicově řízený soustruh SP 280 Kovosvit MAS [28]

- 1) Základ stroje
- 2) Lože
- 3) Saně – posuv v ose Y
- 4) Saně – posuv v ose Z1
- 5) Hlavní vřeteno
- 6) Protivřeteno
- 7) Nástrojová hlava
- 8) Valivé vedení – osa X1
- 9) Valivé vedení – osa ZS
- 10) Valivé vedení – osa Z1

Vřeteník stroje musí být dostatečně tuhý, jelikož jeho provedení výrazně ovlivňuje kvalitu celého stroje. Musí bezpečně zachycovat radiální a axiální zatížení od řezného procesu a hmotnosti obrobku. Pohonný servopohon a převodovka mohou být umístěny odděleně, pokud se nejedná o pohon torzním motorem tzv. elektrovřetem (obr. 3). Tuhost vřetena má značný vliv na přesnost práce a dynamickou stabilitu. Velkou výhodou dvouvřetenového provedení je

možnost tuhého oboustranného upnutí obrobku. Komplexní obrábění stroje lze zajistit pomocí nasazení soustružnických a rotačních nástrojů, stroj ovšem musí být vybaven C osou [1].



Obr. 3) Elektrovřeteno Sienemens [29]

Nejvíce využívaným způsobem upínání nástrojů pro tento typ CNC obráběcích strojů je revolverová hlava (obr. 4). Jelikož nám tyto stroje umožňují pomocí osy C provádět technologické operace, které vyžadují náhon rotačních nástrojů, je nutné jej pro tyto nástroje zajistit [1].



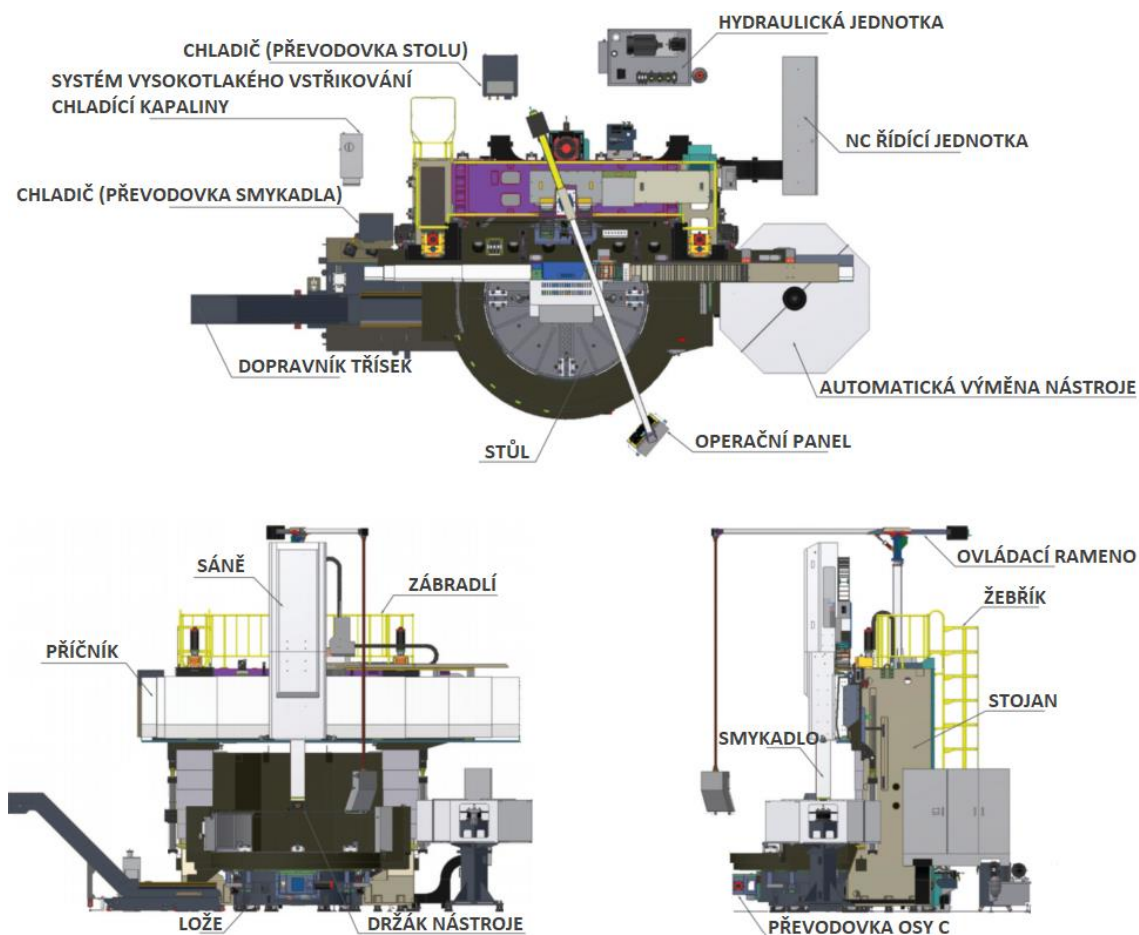
Obr. 4) Revolverová hlava typu TBMA [30]

2.2.2 CNC obráběcí stroje na rotační součásti s horizontální osou vřetena (karusely)

Soustružnické centrum tohoto typu má svislou osu otáčení upínací desky. Slouží především pro obrábění rozměrných a těžkých rotačních součástí, nicméně jelikož se jedná o soustružnické centrum, lze s jeho pomocí obrábět i nerotační součásti, provádět vyvrtávací, frézovací či brousící technologické operace, čehož je dosaženo doplněním o třetí osu Y a soustružnickým stolem vybaveným osou C. Osu Y lze realizovat buď pohyblivým portálem, posuvným soustružnickým stolem nebo přídatnou Y-hlavou.

Kritické pro přesnost obrábění, a to zvláště u více rozměrných obrobků, je správné konstrukční řešení upínací desky, kdy dokonalost uložení má značný vliv na rozměrovou i tvarovou přesnost. Uložení se obvykle volí kluzné, valivé nebo kombinace kluzného a valivého [1,2].

Z pohledu provedení lze tyto stroje rozdělit na jedno stojanové a dvou stojanové (obr. 5). Karusely se skládají z jednoho nebo dvou stojanů, příčnicku, lože s otáčející se upínací deskou, jednoho nebo dvou příčnickových suportů, stojanového suportu a v případě dvou stojanového provedení z horní příčky, která oba stojany spojuje v uzavřenou konstrukci [1].



Obr. 5) Vertikální soustružnické centrum S&T Dynamics T2535V(M) [31]

Do ozubeného věnce zabírá pastorek od šnekové převodovky osy C, kde je na rozdíl od hlavní převodovky vymezena vůle, aby bylo možné provádět operace s rotačními nástroji. Dalším způsobem náhonu je systém Master Slave (obr. 6), při kterém je levá i pravá větev pastorků náhonu desky stolu konstrukčně shodná. Elektronicky je zajištěno předepnutí a tím i vymezení vůle anebo režim soustružení, kdy servomotory táhnou ve stejném smyslu otáčení [1].

Smykadlo má zpravidla čtyřboký profil. Čelo smykadla bývá obvykle uzpůsobeno pro automatickou výměnu nástrojů rotačních či soustružnických. Smykadlo je uloženo v předepnutých valivých blocích



Obr. 6) Systém pohonu Master-Slave

ve vedení smykadla, kdy posuv je prováděn pomocí kuličkových šroubů s předepnutou maticí. Při obrábění dlouhých válcových ploch je smykadlo značně vyloženo, a tím velmi nepříznivě namáháno. Jeho průřez je současně omezen nejmenším průřezem díry, kterou lze na stroji obrábět. Z pohledu statického a dynamického je smykadlo nejslabší částí suportu i celého svislého soustruhu [1,2].

2.3 CNC obráběcí stroje na nerotační součásti

V počátku tyto typy CNC obráběcích strojů vznikaly odvozením z koncepcí NC obráběcích strojů a různých typů strojů, jako byly frézky, vrtačky a vyvrtávačky, kdy tyto koncepce byly dále doplněny o systémy automatické výměny nástrojů. Jelikož se typově jedná o velmi rozsáhlou skupinu strojů, jsou CNC obráběcí stroje na nerotační součásti nejvíce využívanými stroji na trhu.

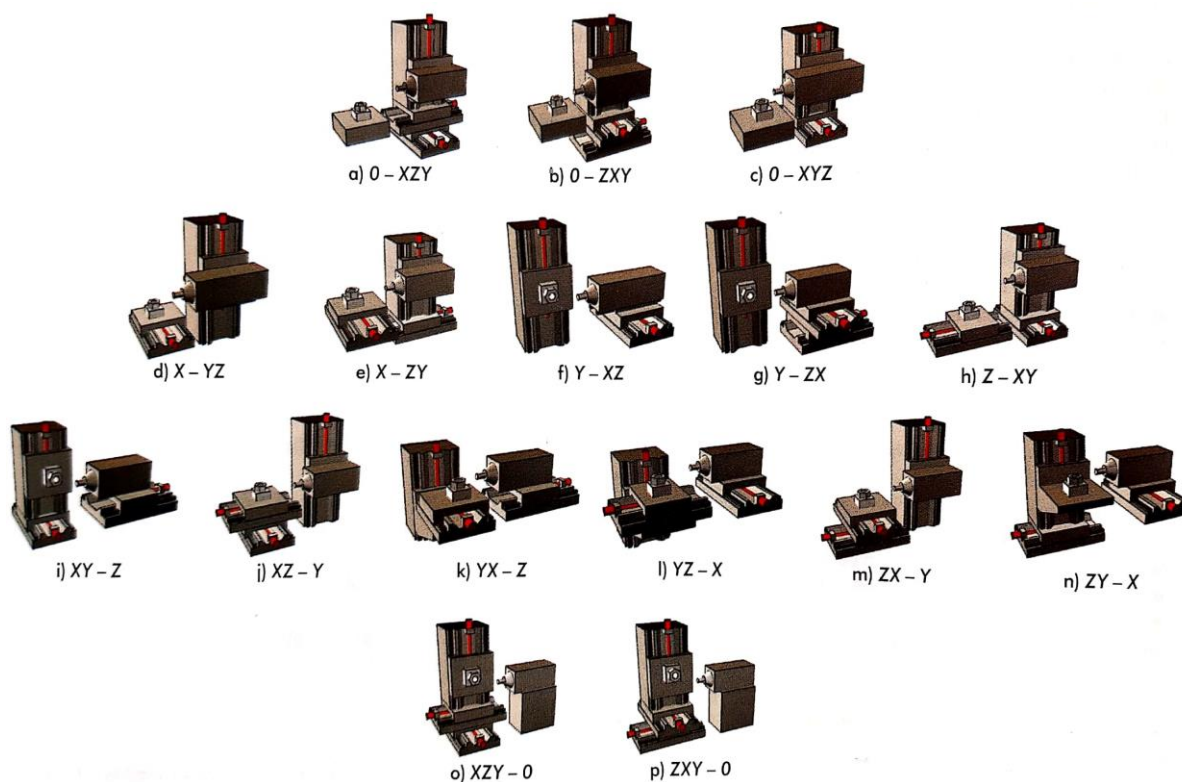
Obráběcí centra na nerotační součásti mají pro splnění technologických požadavků minimálně 3 translační souřadnice doplněné podle podmínek využití dalšími rotačními, nebo translačními pohyby. Pro základní klasifikaci lze využít rozdělení podle 3 základních translačních souřadnic, které určují charakter pracovního prostoru mezi základní dvojicí obrobek-nástroj [2].

CNC obráběcích stroje na nerotační součásti lze rozdělit podle:

- 1) polohy osy vřeten:
 - svislá;
 - vodorovná.
- 2) počtu řízených os:
 - tříosá;
 - víceosá.
- 3) počtu vřeten:
 - jednovřetenová;
 - dvouvřetenová;
 - vícevřetenová.
- 4) provedení:
 - pevný stojan;
 - pevný stojan-tzv. Box in Box provedení;
 - pohyblivý stojan;
 - výsuvný vřeteník;
 - portálové
 - speciální [1].

2.3.1 CNC obráběcí stroje na nerotační součásti s horizontální osou vřeten

V praxi se můžeme setkat s 16 možnými kinematickými dvojicemi (obr. 7) „obrobek-nástroj“ pro obráběcí CNC stroje na nerotační součásti s vodorovnou osou vřeten. Tyto rozborů ovšem nejsou konečné, jelikož je zde možné nahrazení např. translační souřadnice souřadnicí rotační, nebo doplnění dalších rotačních a translačních souřadnic v různých kombinacích. Pak lze hovořit o víceosých strojích [1,2].



Obr. 7) Prakticky používané kinematické struktury u obráběcích center na nerotační součásti s vodorovnou osou vřetena [1]

Konstrukce s pevným stojanem

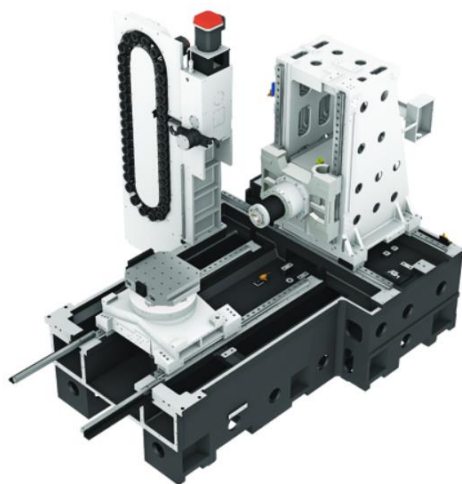
Konstrukce těchto strojů má nepohyblivý stojan a využívá koncepce Box in Box (obr. 8). Vývoj strojů s pevným stojanem byl motivován celkovou vyšší tuhostí a přesností stroje. Tento koncept brání naklánění stojanu vlivem silových účinků od náhonu, což by mohlo mít nepříznivý vliv na povrch a kvalitu obrobku [1].



Obr. 8) Horizontální obráběcí centrum řady SPN firmy Niigaty Box to box systém [32]

Konstrukce s pohyblivým stojanem

Tyto stroje jsou charakteristické pohybem stojanu po podélné ose X nebo příčně po ose Z (obr. 9). Rovina vedení je v provedení buď rovinném, nebo šikmém, což má za důsledek příznivější namáhání vedení. Charakteristickým uspořádáním strojů tohoto typu je pohyblivý stojan a vřeteník s křížovým uspořádáním vedení. Dále je zde snaha konstruktérů se přiblížit řešení způsobu náhonu Box in Box [1].



Obr. 9) Hyundai Wia HS4000i Horizontální obráběcí centru [33]

Konstrukce s výsuvným vřeteníkem

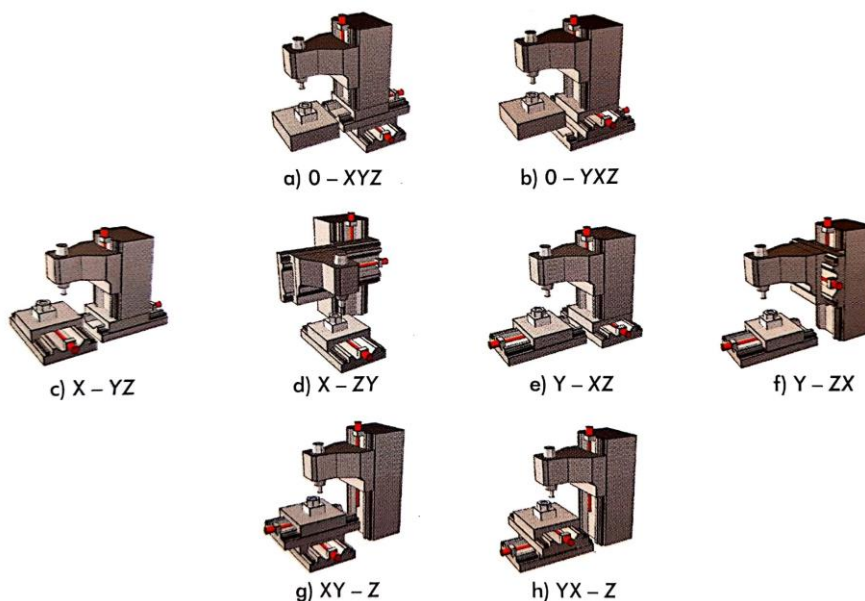
Tyto stroje jsou charakterizovány výsuvným vřeteníkem, který se může pohybovat ve dvou nebo třech osách. Vřeteník je zabudován do posuvného stojanu a nemusí být výsuvný. Tyto stroje umožňují vysokou technickou adaptivitu, za což vděčí právě výsuvnému vřeteníku a velkému množství výměnných hlav odkládaných do zásobníku nástrojů [1].



Obr. 10) Horizontální obráběcí centra Tos fut [34]

2.3.2 CNC obráběcí stroje na nerotační součásti s vertikální osou vřetena

V praxi se můžeme setkat s 8 variantami uspořádání dvojic (obr. 11) „obrobek-nástroj“, ze všech 24 teoreticky možných. Důvodem této nižší četnosti, než tomu bylo u CNC obráběcích strojů na nerotační součásti s horizontální osou vřetena je, že jsou prakticky vyloučeny všechny varianty s pohybem obrobku v ose Z [1].



Obr. 11) Prakticky používané kinematické struktury u obráběcích center na nerotační součásti se svislou osou vřetená [1]

Konstrukce s pevným stojanem

Charakteristickým znakem těchto strojů s pevným stojanem je vřeteník situovaný se svislou osou vřetená. Polohování obrobku v rovině X-Y zde probíhá pomocí křížového stolu. Řada strojů tohoto typu je, stejně jako vertikální obráběcí centrum MCV 1270 (obr. 12), postavena na nosném rámu typu C, který je optimalizován s ohledem na vysokou tuhost a stabilitu [1,35].



Obr. 12) Vertikální obráběcí centrum MCV 1270 KOVOSVIT MAS [35]

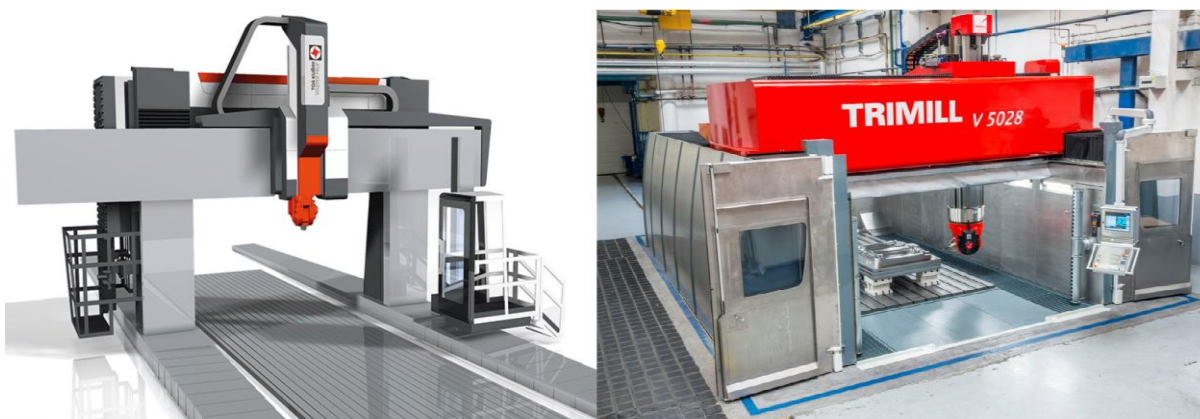
- | | |
|-----------------------------------|--|
| 1) Lože stroje | 6) Maximální zatížení stolu – 1 200 kg |
| 2) Upínací plocha stolu | 7) Vřeteník |
| 3) Lineární valivé vedení – osa X | 8) Motor |
| 4) Lineární valivé vedení – osa Y | 9) Dvoustupňová převodovka |
| 5) Lineární valivé vedení – osa Z | |

Konstrukce s pohyblivým stojanem

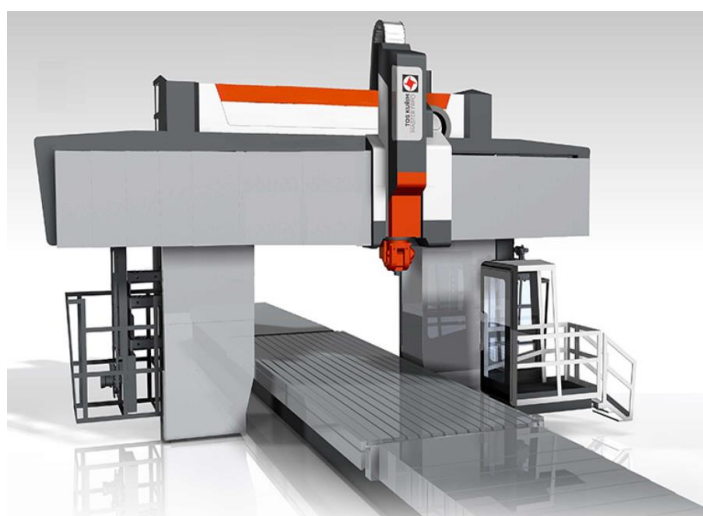
Výhoda této konstrukce stroje je taková, že všechny tři stupně volnosti lze najít na nástroji, čímž se dobře otevírá a zpřístupňuje obráběcí prostor, což umožňuje velkou variabilitu při upínání a obrábění [1].

Portálová obráběcí centra

Jejich typickým znakem nosné soustavy je portál. Jedno z možných konstrukčních provedení je pohyblivý portál (spodní gantry), který se pohybuje kolem pevného stolu po loži. Portál je v tomto případě tvořen dvěma stojany a pevnou příčkou. Další konstrukční variantou je portálové obráběcí centrum s pohyblivým příčnickem (horní gantry). V tomto případě se jedná o z boku uzavřený pracovní prostor vytvořený dvěma nepohyblivými stojany, na kterých se pohybuje příčník spolu s vřeteníkem. Třetí variantou je pohyblivý styl, který se pohybuje mezi pevně stojícími stojany. Tato koncepce se řadí mezi nejpřesnější z těchto tří. Za nevýhodu lze pokládat velkou zástavbovou plochu, zapříčiněnou posuvem osy X. Z hlediska konstrukce jsou všechna tato tříosá provedení doplněna o další CNC řízené osy pomocí výměnných hlav nebo naklápěcích stolů [1].



Obr. 13) A) Obráběcí centrum TOS Kuřim FRU spodní gantry B) obráběcí centrum V 3528 Trimill horní gantry [36, 37]



Obr. 14) Portálové obráběcí centrum TOS Kuřim s pohyblivým stolem [38]

3 STATICKÁ A DYNAMICKÁ TUHOST OBRÁBĚCÍHO STROJE

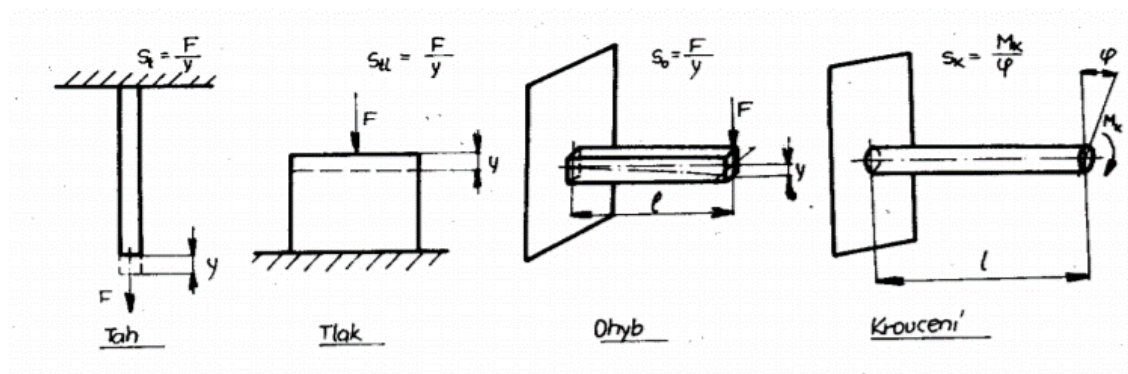
Tuhost neboli poddajnost obráběcího stroje je důležitou vlastností, na níž závisí výsledek třískového obrábění, dynamika stroje a mnoho dalších typických projevů obráběcího stroje nebo jeho částí. Je zde snaha dosáhnout vysoké tuhosti a tím odolnosti vůči deformaci od účinků řezných, setrvačných, pasivních a dalších sil, na druhé straně je omezení z hlediska prostoru, hmotnosti, teplotní setrvačnosti atd. Vyvážené konstrukční řešení zajišťuje ne vždy vhodné rozložení deformací, což je z hlediska stroje prioritní. Nízká tuhost některé z částí může naprosto znehodnotit výsledky obrábění. Vlivem nízké tuhosti může dojít k úchylkám tvaru a polohy, vlnitosti, nevhodné drsnosti povrchu, ke vzniku vibrací nebo k rozměrovým chybám [3].

Existují dva základní druhy tuhosti, kdy jeden z nich je tuhost statická, která popisuje velikost posunutí způsobeného statickou silou a druhá je dynamická, která rozhoduje o posunutí způsobené kolísavou silou. Obecně lze říct, že stroje s vysokou statickou tuhostí vydrží „těžké obrábění“ a ty s vysokou dynamickou tuhostí zamezují vzniku vibrací. Není však snadné současně zajistit vysokou statickou i dynamickou tuhost obráběcího stroje [5].

3.1 Statická tuhost

Statická tuhost je definována, jako schopnost odolávat deformacím stroje, které vznikají působením řezných sil na nástroj, jejichž vlivem dochází ke změně části relativní polohy nástroje (tool centre point) vůči obrobku [1].

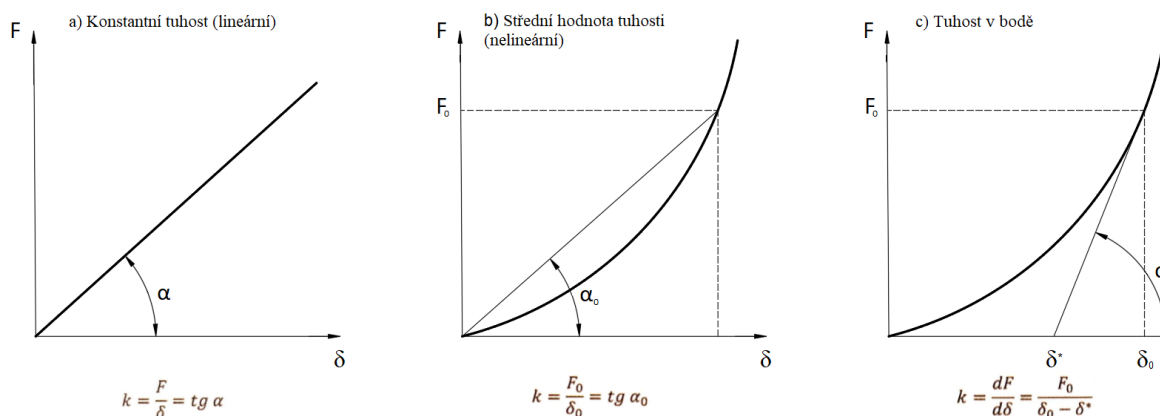
Podle charakteru sil, které vznikají v technologickém procesu vlivem silových složek od hmotnosti, a podle charakteru statických zatížení, rozlišujeme jeho 4 nejčastější druhy (obr. 15), přičemž smykové deformace jsou zpravidla zanedbávány. Taktéž deformace způsobená tahem a tlakem je s ohledem na rozměry součásti a charakter vnějšího zatížení nepatrná, a proto se neuvažuje, nejde-li o speciální případ [4].



Obr. 15) Druhy statických zatížení [4]

Statickou tuhost lze určovat buď samostatně pro každou součást stroje zvlášť, kdy se jedná o dílčí tuhost (např. tuhost vřeteníku, vřetena), nebo pro celou soustavu součástí, spojených různými způsoby, pak hovoříme o celkové tuhosti (např. tuhost celého suportu).

V případě, že je nutné kontrolovat vhodnost volby rozměrů, tvaru a materiálu uvažované součásti, vyšetřujeme právě dílčí tuhost. Pokud měříme deformaci vůči základu stroje, hovoříme o tuhosti absolutní, měří-li se deformace dvou součástí vůči sobě, hovoříme o tuhosti relativní [4].



Obr. 16) Definice statické tuhosti a vztahy je určující [1]

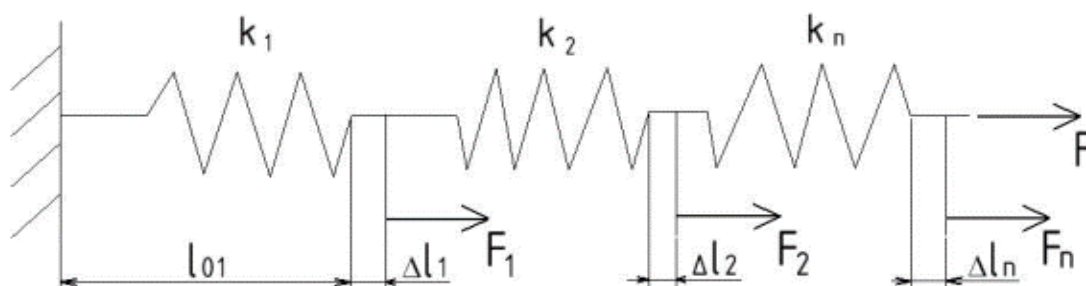
Tuhost lze ovlivnit vhodnou volbou materiálu, kdy záleží především na modulu pružnosti E, popřípadě na modulu ve smyku G nebo tvarem jednotlivých nosníků, zejména kvadratickým momentem průřezu v ohybu nebo krutu [7].

V některých případech bývá výhodné zavedení pojmu poddajnosti, což je převrácená hodnota tuhosti, která nám říká, jakou deformaci vyvolá jednotkové zatížení. Obráběcí stroj představuje systém mnoha prvků, které jsou navzájem propojeny pružnými vazbami. Proto lze obráběcí stroj teoreticky prezentovat jako systém diskretních pružin, paralelně sériově a kombinovaně složených. Je zřejmé, že pouze dobrá tuhost všech v řetězci využitých prvků zajistí vyhovující tuhost celého stroje [1,4,7].

V případě sériového uspořádání pružných elementů (obr. 17) se sčítají převrácené hodnoty tuhostí (rov. 1) a zároveň platí, že síly v pružinách jsou si rovny (rov. 2) [7].

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_n} \quad (1)$$

$$F_1 = F_2 = F_n = F \quad (2)$$

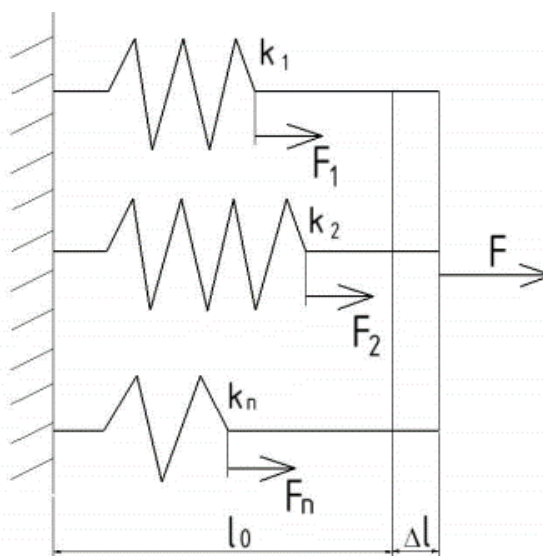


Obr. 17) Sériové uspořádání [7]

Při paralelním řazení (obr. 18) pružných elementů se tuhosti sčítají a celková tuhost je součtem dílčích tuhostí (rov. 3) a zároveň platí, že výsledná síla je součtem sil jednotlivých pružin (rov. 4) [7].

$$k_c = k_1 + k_2 + k_n \quad (3)$$

$$F = F_1 + F_2 + F_n \quad (4)$$



Obr. 18) Paralelní uspořádání [7]

Významnou mírou se na výsledné tuhosti stroje podílí deformace styků mezi jednotlivými díly, které jsou způsobené mikronerovnostmi povrchu a makronerovnostmi stykových ploch, která je dána tvarovými a geometrickými nepřesnostmi. Deformace vznikající nepřesností geometrie mají charakter pružných deformací, deformace vznikající mikronerovnostmi jsou zprvu pružné, dále však plastické. Na jejich kvalitu má přímý vliv kvalita plochy (hoblování, broušení, zaškrabávání). Styková tuhost je definovaná, jako poměr mezi jmenovitým měrným tlakem a deformací povrchových vrstev v místě styku (rov. 5) [1,7].

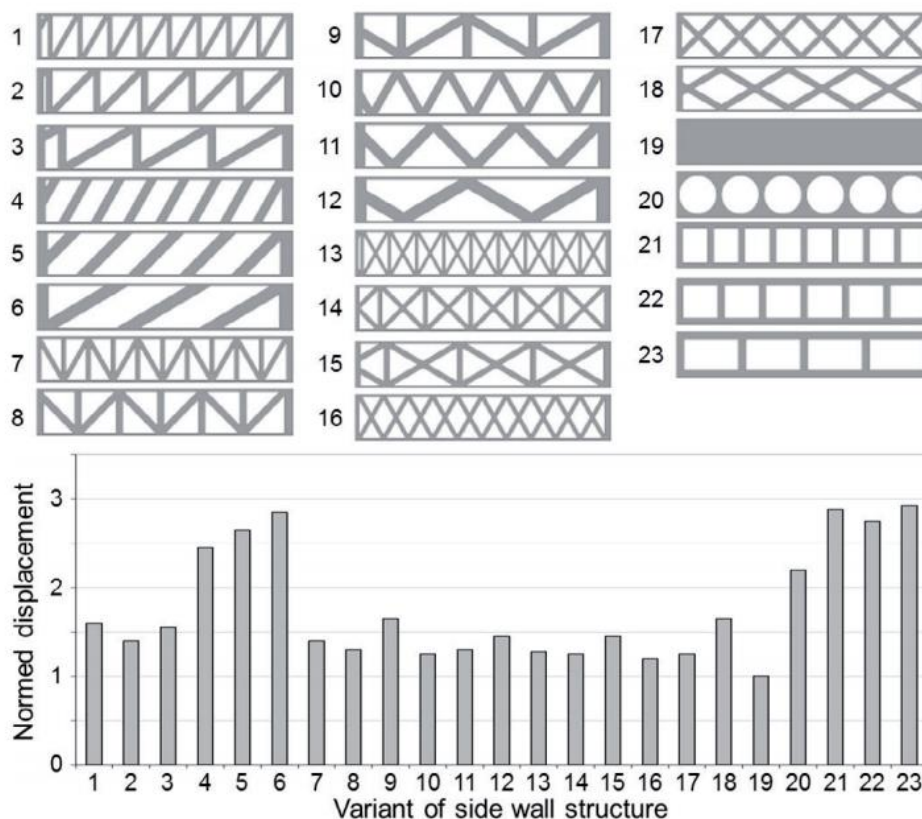
$$k_{styk} = \frac{p}{\delta} \quad (5)$$

Každé pevné spojení dvou součástí se dále deformuje v důsledku poddajnosti spojovacích součástí jako jsou šrouby, klíny apod., a poddajností styků. Při montáži je mezi spojovacími prvky a spojovanými součástmi vyvoláno určité přepětí. Podle druhu zatížení se rozeznávají deformace spojení v tahu nebo tlaku, ve smyku a v natočení [4].

Obecně je pravidlem, že součásti obráběcího stroje, pro jejichž dimenzování je hlavním kritériem tuhost, musí mít takový tvar, aby se dosáhlo co možná největší tuhosti, při co nejnížší spotřebě materiálu. Celkovou deformaci stroje nelze úplně eliminovat, lze ji pouze držet v mezích daných požadavků na konečnou tvarovou a rozměrovou přesnost. Statická tuhost výrazně ovlivňuje i dynamické děje a má značný vliv na kmitání obráběcího stroje. Nosná struktura obráběcího stroje má významný vliv na deformace při obrábění. Při návrhu je nutné respektovat různá hlediska ovlivňující statickou tuhost, jako je dobré spojení všech součástí,

volba vhodného materiálu nebo topologie jednotlivých dílů. Části nosné soustavy musí přenášet různé druhy zatížení, zejména ohyb a krut [1,4].

Jak bylo již řečeno, jedním z nejvíce důležitých aspektů je volba vhodné topologie konstrukčních prvků. V první fázi vývoje lze využít mnoho provedených výzkumů, jako lze vidět na obr. 19, kde jsou popsány různé typy žebrování a vyhodnocení jejich posunutí při působení ohybového zatížení. Lze docílit zlepšení různých vlastností, jako je zvýšení tuhosti nebo snížení zbytečné váhy pomocí provedení vhodné optimalizace topologie konstrukce. Optimalizace jsou obecně založeny na numerických metodách, konkrétně na metodě konečných prvků [6].



Obr. 19) Různé typy žebrování a vyhodnocení jejich posunutí při působení ohybového zatížení [6]

3.2 Dynamická tuhost

Kmitání a chvění obráběcího stroje během jeho provozu je jev neoddělitelně spjatý s jeho chodem. Kmitání značně zvyšuje namáhání součástí, způsobuje hluk a rušivě zasahuje přímo do pracovního procesu výrobního stroje. Jeho důsledkem je zhoršení tvarové přesnosti a kvality povrchu obrobku, znemožnění využití daného výkonu stroje i možné mechanické porušení nástroje. Samotný obráběcí stroj je složitý kmitající systém, který se skládá z hmotných pružných těles, která jsou propojena pružnými vazbami. Tato tělesa se při kmitání navzájem ovlivňují, proto je sestavení a řešení pohybových rovnic popisujících tyto jevy velmi obtížné, ne-li nemožné [4,7].

Z toho důvodu zavádíme zjednodušující předpoklady:

- absolutní tuhé hmoty jsou uloženy na nehmotných pružinách, kdy hovoříme o tzv. diskretních hmotách a diskretních pružinách;
- pružiny mají lineární charakteristiky, tzn. jejich síla je přímo úměrná deformaci;
- vliv mezi jednotlivými stýkajícími se součástmi se zanedbává [4].

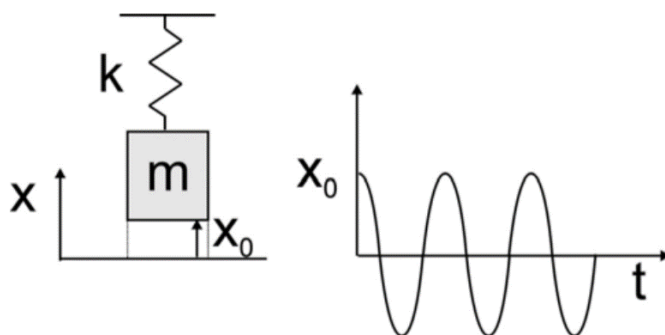
Na obráběcím stroji z fyzikálního hlediska lze rozlišit tyto typy kmitání:

- volné kmitání (vlastní);
- vynucení kmitání (buzené) – kmity jsou buzené periodicky se opakující silou, která vzniká uvnitř stroje nebo se může přenášet z okolí (přerušovaný řez, nevyvážené rotující hmoty od motorů, hřídelí, ozubených kol atd.);
- samobuzené kmitání – kmitání vyvolané dynamickými pohyby samotné konstrukce (změna řezných podmínek nástroje ve vztahu k práci, jako je změna tloušťky třísky);
- trhavé pohyby (Stick-slip) [1,4,8].

3.2.1 Volné kmitání

Volné kmitání se teoreticky vyskytuje ve dvou formách, kdy první z nich je volné netlumené kmitání a tou druhou je volné tlumené kmitání.

Pro odvození rovnice volného netlumeného kmitání lze použít jednoduchý fyzikální model, který lze vidět na obr. 20, kdy je těleso o určité hmotnosti zavěšeno na nehmotné pružině s konstantní tuhostí [4].



Obr. 20) Fyzikální model pro volné netlumené

Volné netlumené kmitání s jedním stupněm volnosti lze vyjádřit pohybovou rovnicí:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + kx = 0 \quad (6)$$

Kterou lze dále upravit do tvaru:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \omega^2 x = 0 \quad (7)$$

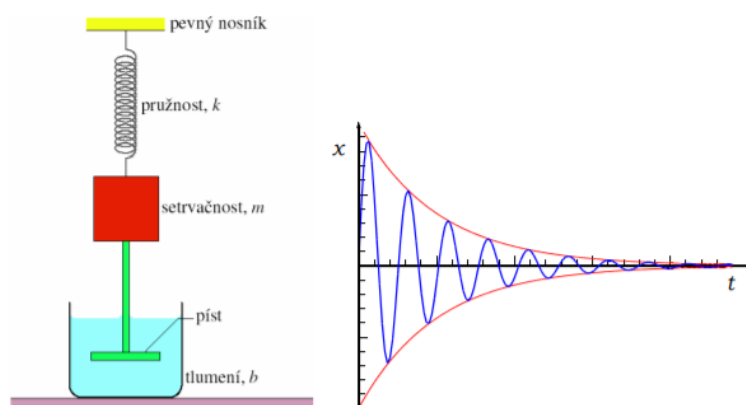
Hodnota ω je vlastní úhlová frekvence, která je závislá na hmotnosti a tuhosti soustavy, jak lze vidět z rov. 8.

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (8)$$

Častěji se vlastní frekvence udává ve tvaru reciproké hodnoty doby kmitu (rov. 9).

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (9)$$

V případě volného netlumeného kmitání předpokládáme ideální systém, kde nepůsobí konzervativní síly, jako je tření nebo odpor vzduchu, které zpomalují kmitání. Ve skutečnosti se tento typ kmitání nevyskytuje. Ve skutečnosti se v praxi vyskytuje volné kmitání s tlumením, které se po čase ustálí. Výjimečný stav nastává v případě, kdy dojde k rovnosti vlastní frekvence volného kmitání s frekvencí vnější rušivé síly. Tento stav se nazývá rezonance. Rezonančnímu jevu je zapotřebí se vyhnout pomocí změny velikosti vlastní frekvence, čehož lze dosáhnout konstrukčními úpravami, jako je změna tuhosti nebo hmotnosti. Příčinou pro vznik volného tlumeného kmitání u obráběcích strojů, může být například záběr nástroje do materiálů obrobku, sepnutí spojky pohonu, ráz přenesený z vnějšího okolí apod. Čím vyšší má stroj statickou tuhost, tím dříve se soustava uklidní. Průběh tlumeného volného kmitání je uveden na obr. 21 [1,4,7].



Obr. 21) Fyzikální model pro volné tlumené kmitání a časová závislost výchylky tlumených kmitů [40]

Zavedením tlumící síly do pohybové rovnice přibude konstanta tlumení a rovnice dostane následující tvar (rov. 10) [1].

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + kx = 0 \quad (10)$$

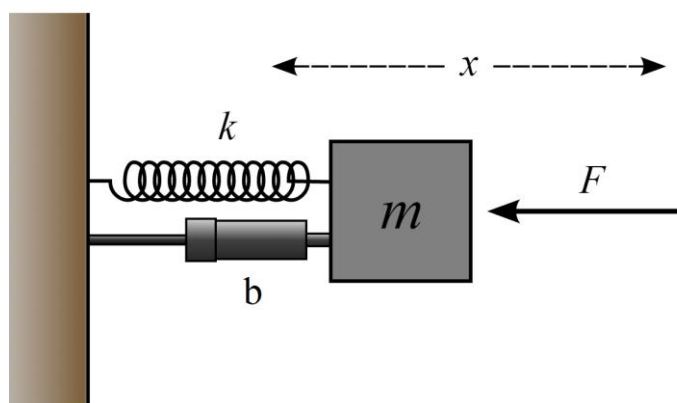
Velmi důležitou veličinou volného tlumeného kmitání je vlastní frekvence, která je vyjádřena následovně pomocí rov.11 [1].

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - \left(\frac{b}{2m}\right)^2} \quad (11)$$

3.2.2 Vynucení kmitání

Pokud na obráběcí stroj, který je systémem mnoha hmot vzájemně propojených pružinami a tlumícími elementy, působí periodicky s časem proměnná budící síla, dochází ke kmitání celé soustavy. Toto kmitání je definováno pomocí následující pohybové rovnice (rov.12) [1,7].

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + kx = F(t) \quad (12)$$



Obr. 22) Fyzikální model pro buzené tlumené kmitání [41]

Charakteristickým znakem tohoto systému je to, že frekvence vynuceného kmitání se shoduje s frekvencí budící síly. Budící síla je v zásadě dvojího typu, kdy její vznik může být spojen s vlastnostmi stroje nebo řezným procesem.

Vlastnosti stroje:

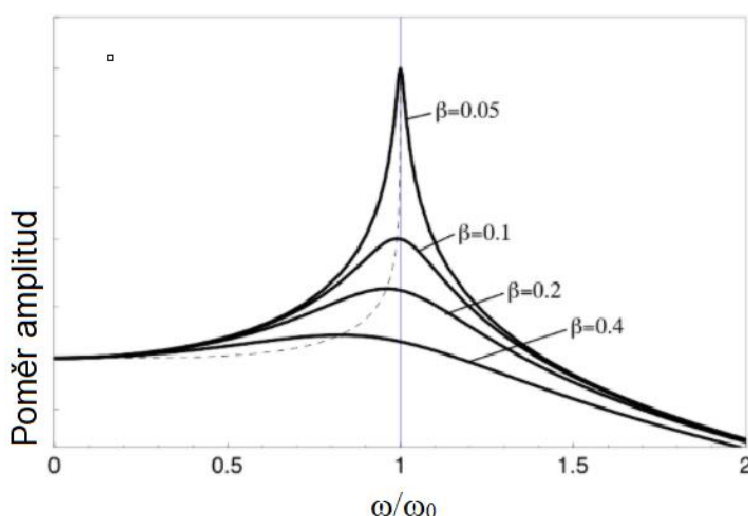
- nevyváženost rotujících součástí, jako je nástroj, vřeteno, hřídele, ozubená kola, spojky, rotory elektromotorů apod.;
- setrvačné síly prvků, které konají přímočarý nebo kruhový pohyb, jako jsou saně, smykadla, kulisy, vačky apod.;
- nepřesnosti mechanických mechanismů, jako je házení ozubených kol, házení ložisek aj.;
- periodické síly dané principem pohonů (zubová, pístová čerpadla apod.);
- nesymetričnost rotačních částí, kdy se projeví proměnlivá hodnota tuhosti a vznikne periodická deformace během otáčení;
- vnější periodické síly přenášené z okolí přes základ stroje.

Řezný proces:

- změna průřezu třísky, např. při soustružení polotovaru šestihranu;
- proměnlivý řezný odpor, např. při frézování, kde vzniká periodická rušivá síla o frekvenci úměrné součinu otáček nástroje a počtu zubů;
- při broušení vzniká vynucené kmitání vlivem periodického házení obrobku nebo brusného kotouče;
- kmity vyvolané vlastním řezáním mají značnou amplitudu a projevují se hlavně při hrubování a v menší míře při dokončování [4].

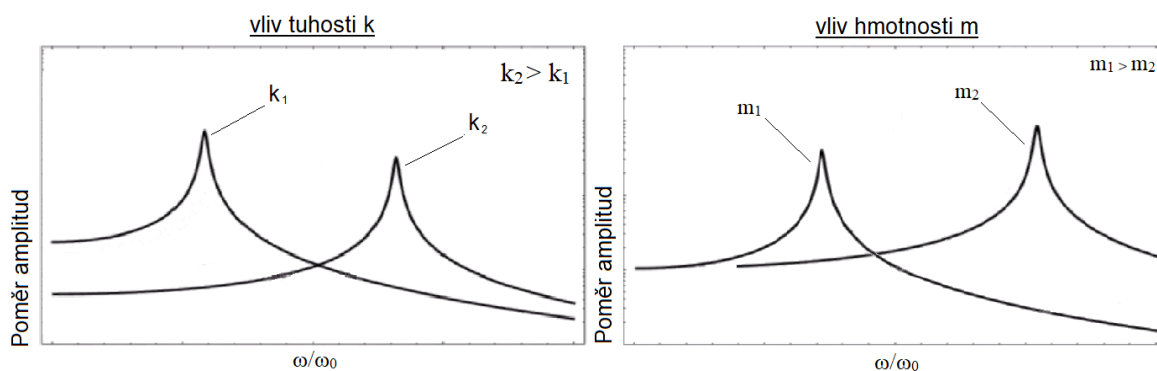
Dynamická tuhost nám vyjadřuje schopnost soustavy odolávat vibracím. K dosažení dobré dynamické tuhosti je třeba zajistit, aby mezní hodnoty budící frekvence ω byly výrazně menší nebo větší než hodnota vlastní frekvence ω_0 . Pokud nastane případ, kdy je poměr $\omega / \omega_0 \ll 1$, který se vyskytuje nejčastěji, hlavní význam má vysoká statická tuhost. Se zvyšující se statickou tuhostí se snižuje amplituda kmitání a tím se zvýší vlastní frekvence. V případě strojů, které pracují především v oblastech vysokých rychlostí a v relativně malém rozsahu může nastat druhý případ poměr $\omega / \omega_0 \gg 1$, pro který má hlavní význam volba co největší hmoty [1,4].

Na obr. 23 lze vidět graf vliv tlumení na dynamickou stabilitu, kdy větší tlumení má za následek nižší maximální výchylku. Na grafu lze vidět, že při vyšších, či naopak nižších frekvencích, má tlumení na soustavu minimální nebo dokonce žádný vliv. Proto přidání tlumení do systému nebude mít žádný účinek, pokud je frekvence systému výrazně menší nebo větší, než je jeho rezonanční frekvence [9].



Obr. 23) Vliv tlumení na dynamickou stabilitu systému [9]

U frekvencí hluboko pod rezonanční frekvencí, je jediným způsobem, jak změnit amplitudu posunutí, změna tuhosti systému. Snížením tuhosti systému dojde ke zvýšení amplitudy posunutí, naopak zvýšením tuhosti systému dojde ke snížení amplitudy posunutí v této oblasti. Pokud je potřeba snížit amplitudu posunutí systému hluboko pod rezonanční frekvencí, jediným způsobem, jak toho dosáhnout, je zvýšit tuhost. Změna tuhosti ovšem nemá



Obr. 24) Vliv tuhosti a hmotnosti na amplitudu [9]

žádný vliv na amplitudu při frekvencích podstatně vyšších, než je rezonanční frekvence. Naopak při vysokých frekvencích, které jsou vysoko nad rezonanční frekvencí, je jediným způsobem, jak změnit amplitudu posunutí, změna hmotnosti systému. Zvýšení hmotnosti sníží amplitudu posunutí a snížení hmotnosti způsobí její zvýšení [9].

Zlepšení dynamického systému pomocí tlumení lze docílit řadou opatření, jako je využití tlumícího účinku dělicích a spojovacích ploch, využití tlumících schopností materiálu, realizací nosné struktury v kompozitním provedení, tlumení olejovou vrstvou nebo využití mechanických tlumičů (Lanchester, dvouhmotový, tlumič s přídavnou hmotou) [1,4].

Zásady, které je nutné respektovat k vyloučení vzniku vynuceného kmitání:

- je potřeba dokonale dynamicky vyvážit všechny rotující součásti (hřídele, ozubená kola, spojky, nástroje, rotory elektromotoru apod.);
- zvýšit jakost výroby ozubených kol, valivých ložisek a dalších rozhodujících součástí a zdokonalit jejich montáž;
- využití torzního tlumiče při frézování nebo frézovací hlavy s nestejnou roztečí nožů;
- lze zmenšit hloubku třísky za účelem snížení amplitudy kmitání, ale za cenu nižší produktivity;
- vyhnout se rezonanci snížením nebo naopak zvýšením otáček vřetena;
- zvýšení tuhosti rozhodujících součástí obrobečního stroje, které mají podstatný vliv na zvyšování frekvence kmitů soustavy a tím potlačit budící síly;
- uložení obráběcího stroje na zvláštní základ zabrání přenosu chvění z okolí [4].

3.2.3 Samobuzené kmitání

Samobuzené kmitání vzniká mezi obrobkem a nástrojem bez vnějšího budícího účinku. Nejčastěji je vyvoláno změnami řezných sil v důsledku změny řezné rychlosti nebo průřezu třísky. Tento typ vibrací, který se v anglické literatuře označuje jako „chatter“, je velmi složitý jev, který ovlivňuje spousta parametrů, jako je konfigurace a konstrukce stroje a nástrojů, zvolený režim obrábění, materiál obrobků, protože např. ocel má větší tendenci ke vzniku kmitání než hliník, a řezných nástrojů. Dalším důležitým faktorem je tuhost nástroje, vřetena a obrobku. Jelikož se jedná o poměrně složitý a typicky nelineární jev, může se samobuzené kmitání vyskytovat sporadicky za určitých, zdánlivě náhodných podmínek. Proto nemusí být tento typ chvění ve fázi vývoje snadno detekovatelný a je nezbytné obráběcí stroj důkladně otestovat [4,10].

V důsledku vzniku samobuzeného kmitání dochází k těmto nežádoucím jevům:

- nesplnění požadavků na kvalitu povrchu;
- dochází rychlejšímu opotřebení nástroje;
- nadměrné hlučnosti;
- může vést ke zrychlení opotřebení obráběcího stroje nebo až k jeho fatálnímu selhání;
- snížení kvality obrobků;
- nepřijatelná odchylka, rozměrová nepřesnost;
- nízká produktivita stroje;
- vyšší náklady na obrábění. [1,10].

S rostoucí řeznou rychlostí se samobuzené kmitání stává významnější a je tak často obtížné překonat, potlačit či eliminovat vibrace, ale pozitivního výsledku lze dosáhnout správným výběrem řezných podmínek, vylepšením nosné konstrukce obráběcího stroje a vřetena. Samobuzené kmitání nevyplyvá z působení vnějších sil, ale bere energii ze samotného řezného procesu. [10]

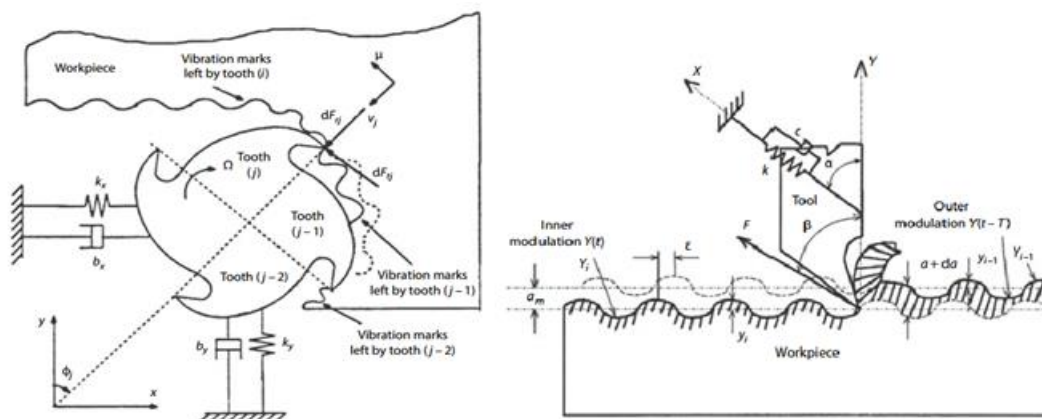
Charakteristickým znakem samobuzeného kmitání je:

- amplituda, která se s časem zvyšuje, dokud není dosaženo stabilní mezní hodnoty;
- frekvence těchto kmitů se rovná vlastní nebo kritické frekvenci systému;
- energie podporující vibrace se získává ze stálého vnitřního zdroje [10].

V současnosti jsou dvě nejvíce teoreticky a prakticky propracované teorie příčiny vzniku samobuzeného kmitání. První příčinou je vlnitost obroběného povrchu, kterou popisuje regenerativní princip a druhou příčinou je nesouhlasný směr řezné síly se směrem maximální vazby, kterou popisuje princip polohové vazby [4].

Regenerativní princip

Regenerativní efekt je nejčastějším druhem samobuzeného kmitání. Samobuzené kmity vznikají v důsledku regenerace zvlnění povrchu, ke které dochází, když nástroj odstraňuje třísku z povrchu, který byl vytvořen během předchozího řezu nebo pokud se jedná o frézování průchodem předchozího zubu nástroje. Zvlněný povrch způsobuje periodickou změnu hloubky povrchu a tím mění průřez třísky, což má vliv na vznik periodicky se měnící řezné síly. [1,10]

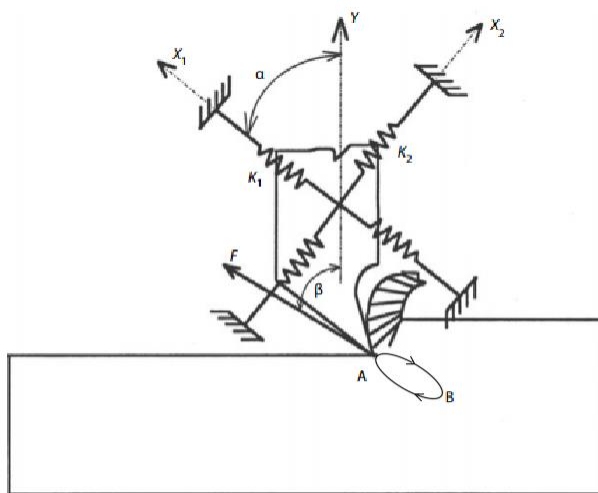


Obr. 25) Diagramy regenerativního efektu během obrábění [10]

Na obr. 25 lze vidět princip samobuzeného kmitání při frézování. Při průchodu j -tého zubu vzniká zvlněný povrch a další zub frézovacího stroje po tomto zvlněném povrchu prochází a vytváří novou strukturu povrchu. Z důvodu fázového posunu mezi vlnami vzniká tříska s proměnlivým průřezem a tím pádem vzniká i časově proměnlivá dynamická řezná síla, která způsobuje kmitání nástroje. Pokud by byl fázový posuv nulový, samobuzené kmitání se neobjeví [1].

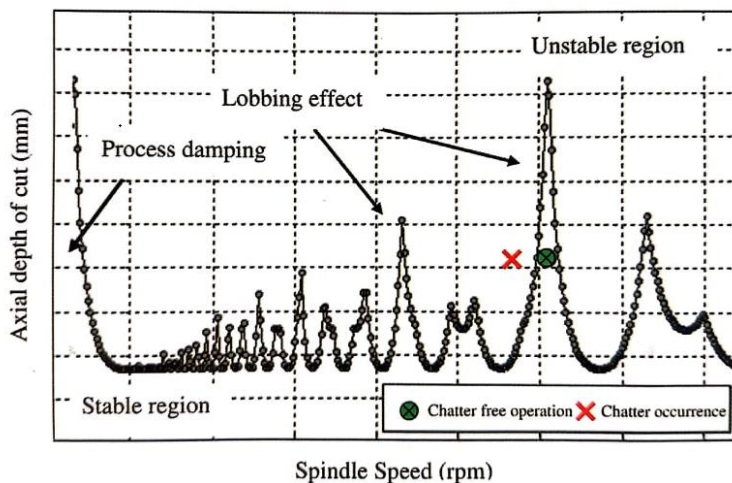
Princip polohové vazby

Podle principu polohové vazby (obr. 26) dochází ke vzniku samobuzeného kmitání, pokud nástroj vibruje vzhledem k obrobku v rovině řezu alespoň ve 2 směrech. Špička nástroje tak popisuje uzavřenou elipsu. Během periodického pohybu nástroje z části A do části B působí řezná síla v opačném směru pohybu nástroje a tím je energie rozptýlena ze systému. Během pohybu nástroje podél druhé části elipsy z bodu B do bodu A, kde řezná síla působí ve stejném směru, se však energie do systému dodává a energie kmitání je tím vyšší. Pokud je hodnota přivedené energie do systému vyšší než hodnota energie rozptýlené během pohybu nástroje po první části elipsy, dochází k postupnému nárůstu amplitudy kmitání a proces se stává nestabilním [4,10].



Obr. 26) Princip polohové vazby [10]

Jak bylo zmíněno již dříve, různé kombinace axiální hloubky řezu a rychlosti vřetena mohou zapříčinit vznik samobuzeného kmitání. V závislosti na těchto dvou parametrech lze určit hranici mezi stabilním řezem (bez kmitání) a nestabilním řezem (s kmitáním), a vizualizovat ji pomocí diagramu stability (SLD-stability lobe diagram), jaký lze vidět na obr. 27. Tento diagram lze použít ke stanovení vhodných řezných podmínek a tím zamezit vzniku samobuzeného kmitání [11].



Obr. 27) Ukázka LOBE diagramu stability [11]

Následující vztah (rov. 13) definuje, zda je řezný proces stabilní. Ten je stabilní, pokud je šířka třísky právě menší než mezní šířka třísky [1].

$$b_{mezd} = \frac{-1}{2RG(f)_{neg}} \quad (13)$$

Hodnota $G(f)$ zde značí záporné hodnoty reálné části přenosové funkce. Pokud použijeme záporné minimum reálné charakteristiky, potom dle vzorce (rov. 14) dostáváme kritickou mezní šířku třísky, pro kterou je řezný proces v celém rozsahu stabilní [1].

$$b_{krit} = \frac{-1}{2RG(f)_{neg.min}} \quad (14)$$

Trhavé pohyby (Stick-slip)

Trhavé pohyby vznikají v důsledku nelineárního průběhu závislosti mezi třecí plochou vedení a rychlostí posouvané části po vedení. Dojde-li k vytvoření olejového filmu mezi třecími povrchy teprve vzájemným pohybem vodících ploch pohyblivé a nepohyblivé části, je tečná reakce bezprostředně před vznikem pohybu větší, než je síla tření za pohyb, což způsobuje trhavý, přerušovaný pohyb posouvané části. Za určitých podmínek se projevuje při velmi malých posuvových rychlostech pohybu stolů, suportů a stojanů obráběcích strojů. Výsledkem tohoto jevu je zhoršený vzhled obrobené plochy, kde se například u soustružení můžou objevovat lesklé proužky. Mnohem horší vliv mají trhané pohyby na práci souřadnicových a vodorovných vyvrtávaček, kde znemožňuje přesné nastavení stojanu, stolu nebo vřeteníku [1,4].

4 TEPLOTNÍ STABILITA OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

Během provozu obráběcího stroje dochází vlivem tepelného zatížení k deformaci stroje, která vedou ke snížení přesnosti výroby. Současně dochází ke snížení produktivity obráběcího stroje, jelikož je třeba stroj při jeho zapnutí nechat tepelně ustálit (temperovat). Hlavní vliv na přesnost má teplotní stabilita konstrukce obráběcího stroje. Tento vliv je výraznější u velkých obráběcích strojů, kde i malý teplotní gradient může způsobit velkou geometrickou odchylku při obrábění [1].

4.1 Teplotní chyby obráběcích strojů

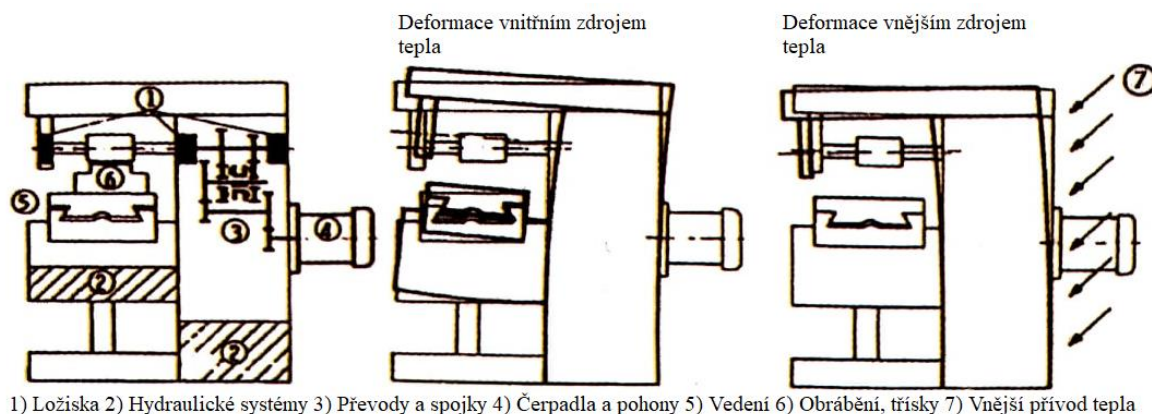
Jedním z hlavních faktorů, které ovlivňují přesnost CNC obráběcích strojů, jsou teplotní chyby způsobené vnějšími a vnitřními zdroji tepla. Mezi vnitřní zdroje tepla lze zahrnout všechny zdroje tepla, které jsou přímo způsobeny obráběcím strojem nebo procesem obrábění. Vnější zdroje tepla jsou přičítány vlivům prostředí, ve kterém je stroj umístěn. Vliv mohou mít sousední obráběcí stroje, opakované otevírání a zavírání dveří pracovního prostoru obráběcího stroje, změna teplot při přechodu ze dne na noc nebo při změně ročního období. Komplexní teplotní chování je vytvořeno vzájemnou interakcí těchto dvou zdrojů. Teplotní chyby mají u CNC obráběcího stroje velký vliv na výslednou chybu polohování [12].

Vnitřní zdroje tepla:

- teplo generované řezným procesem;
- teplo generované z tření v ložiscích, kuličkových šroubech, vřetenu, převodovce atd.;
- teplo generované v motoru;
- vliv ohřevu nebo chlazení poskytované chladicími systémy.

Externí zdroje tepla:

- kolísání teploty prostředí;
- sluneční záření;
- zdroje tepla v okolí (topná tělesa, stěny haly, jiné stroje atd. [4,14].



Obr. 28) Zdroje teplotních chyb a deformací na frézce [4]

4.2 Měření teplot a teplotních chyb

V dnešní době je dostupné velké množství způsobů měření deformace obráběcího stroje, ale ne všechny tyto způsoby je možné použít pro měření odchylek způsobených změnou teplotního gradientu. Výběr správného měřicího systému je závislý na zdroji deformačních změn. Vliv prostředí vede pouze k malým změnám struktury obráběcího stroje, pokud se nejedná o velká obráběcí centra, kde může mít podstatný vliv na geometrickou přesnost. Naopak vnitřní zdroje tepla jsou intenzivnější a vedou k lokálním deformacím struktury obráběcího stroje. Deformace způsobené vnitřními zdroji tepla jsou hůře předvídatelné a mohou se měnit rychleji než deformace způsobené vnějšími zdroji tepla [1,13].

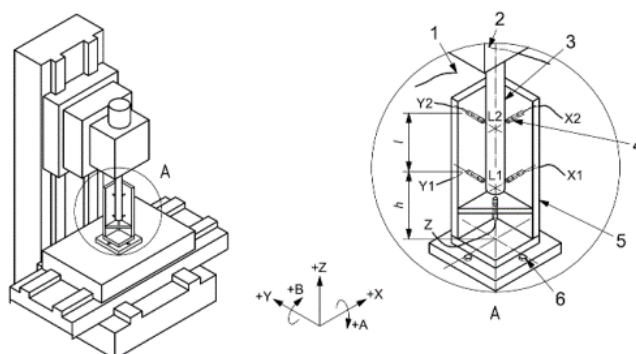
V posledních dvou dekádách byly stanoveny normy za účelem vyhodnocení teplotních deformací obráběcích center. Tyto normy poskytují metody pro systematickou analýzu teplotního chování obráběcích strojů.

Typickými představiteli jsou zkoušky, co stanovují:

- teplotní chyby způsobené změnami teploty prostředí, ve kterém je stroj umístěn;
- teplotní chyby vznikající při rotaci vřetena;
- teplotní chyby vznikající při pohybu lineárních a rotačních os.

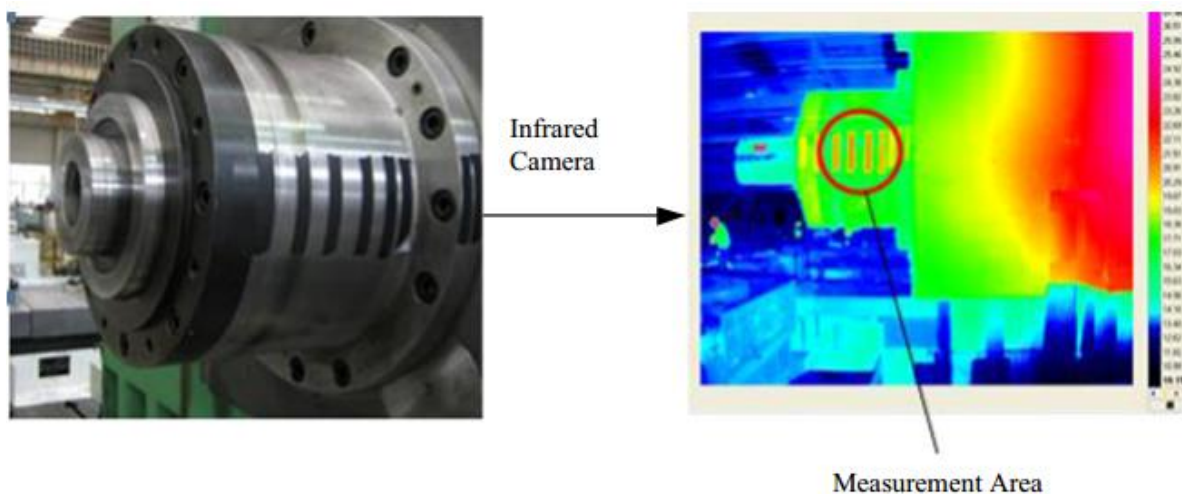
Na obr. 29 lze vidět ukázkou měření teplotních deformací vřetena pro obráběcí centrum se svislou osou. Ve vřetenu je upnutý zkušební trh a na stole obráběcího stroje je připevněna měřící

sestava s pěti snímači posunutí. Pro měření deformace jsou obvykle použity kapacitní nebo indukční bezdotykové snímače [1,13].



Obr. 29) Měření teplotních deformací vřetena [13]

Obvykle se pro měření teploty na povrchu stroje používají například odporové snímače teploty (Pt100, Pt1000), PTC termistory s kladným teplotním koeficientem, NTC termistory s negativním teplotním koeficientem nebo polovodičové termočlánky. Některé snímače teploty jsou tak malé, že je možné je umístit přímo do vřeteníku blízko ložiskům a měřit tak teplotu přímo u zdroje tepla. Další výhodou je vysoká přesnost těchto snímačů. Nevýhodou těchto senzorů je právě to, že jsou dotykové a není tak možné je umístit přímo na vřeteno. S rozvojem infračerveného záření se stala velmi populární metodou v oblasti měření teploty infračervená kamera. Pomocí měření intenzity infračerveného záření emitovaného studovaným objektem je možné sledovat v reálném čase jeho povrchové teploty. Na rozdíl od teplotních senzorů je snímání infračervenou kamerou bezkontaktní metodou, která dokáže nepřetržitě snímat objekt a poskytovat informaci o jeho teplotě. Proto je tento způsob měření teploty tím nejvhodnějším pro měření teploty vřetena. Nevýhodou těchto zařízení je poměrně nízká přesnost měření, která je závislá na přesném stanovení emisivity snímaného povrchu, vlhkosti a teploty okolí. Z tohoto důvodu se tyto zařízení používají pouze pro stanovení přibližné teploty řezného procesu, který není možné snímat dotykovými snímači, a orientační identifikaci zdroje teploty. Obr. 30 ukazuje výsledky měření teploty vřetena infračervenou kamerou [1,14].



Obr. 30) Měření teploty vřetena pomocí infračervené kamery [14]

4.3 Opatření proti vzniku teplotních chyb

Teplotní deformace obráběcího stroje je nežádoucím jevem, jelikož má podstatný vliv na výslednou přesnost obrábění, proto je cílem minimalizovat teplotní gradient, který vzniká při jeho provozu. Z konstrukčního hlediska je zde hned několik způsobů, kterými lze ovlivnit vznik teplotních rozdílů, jako je:

- návrh konstrukce rámu tak, aby bylo možné ho celý profukovat vzduchem a zamezit tak vzniku teplotních polí;
- umístění zdrojů (motory, brzdy a třecí spojky) tepla mimo vnitřní prostory stroje;
- dodržovat zásady symetrické konstrukce;
- okamžitý odvod horké třísky z pracovního prostoru stroje;
- chlazení při řezném procesu a chlazení některých konstrukčních uzlů;
- zajištění mazání ložisek a ozubených kol;
- využití klimatizace pro udržení konstantní teploty v hale a kontrola proudění vzduchu.

Další možnou variantou je využití nekonvenčních materiálů s nízkou teplotní roztažností a vodivostí nebo kompenzace teplotních chyb založené na pokročilých matematických modelech a řídicích algoritmech [1,4,7].

5 MATERIÁLY PRO NOSNOU SOUSTAVU CNC OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

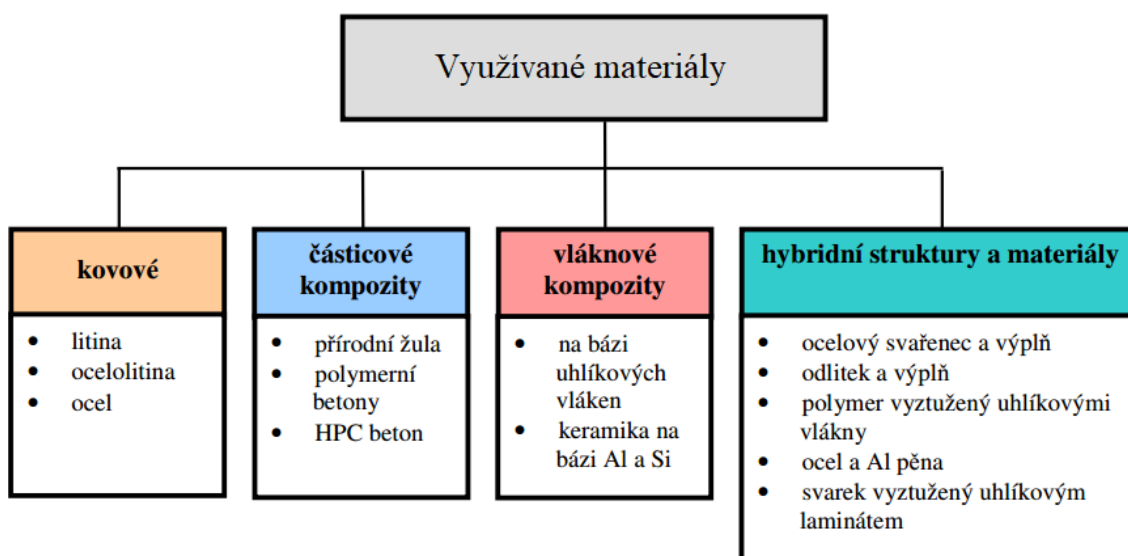
Konstrukce nosné soustavy obráběcího stroje je nezbytnou funkční součástí obráběcího systému. Hlavním úkolem nosného zařízení obráběcího stroje je zajištění geometrické přesnosti jeho prvků, při statickém, dynamickém a teplotním zatížení. Nosná soustava dále zajišťuje absorpci a vedení sil a momentů. Co se přesnosti obrábění týká, nosná soustava by měla být schopna absorbovat veškeré jeho rušivé vlivy [15].

Mechanické a tepelné chování nosné soustavy závisí především na základních vlastnostech materiálu, jako jsou:

- Youngův modul;
- modul pružnosti ve smyku a v tahu;
- pevnost v ohybu, tahu, tlaku a krutu;
- tlumené materiálu;
- hustota materiálu;
- tepelná vodivost a kapacita;
- koeficient tepelné roztažnosti;
- vnitřní pnutí.

Dále je chování soustavy ovlivněno rozměry a průřezy jednotlivých konstrukčních prvků, topologií, jejich spojením, základem a aplikovaným zatížením [15,16].

Pokud jde o rozmanitost využívaných materiálů, v zásadě se využívá kov, žula, keramické materiály, polymerbeton, vyztužené kompozitní materiály nebo hybridní materiálové struktury, které jsou jejich kombinací (obr. 31). Výběr materiálu a jeho strukturální rozložení ve velké míře závisí na cíleném použití obráběcího stroje. Je třeba vzít v úvahu vlastnosti procesů, které bude stroj vykonávat. Pro velké obráběcí stroje je obzvláště důležitá vysoká tuhost a tlumení i nízká tepelná roztažnost. Pro velmi přesné stroje je zase podstatná tepelná a dlouhodobá stabilita konstrukce. U strojů určených pro vysokou rychlost obrábění je zase požadována lehká konstrukce pohyblivých částí [15].



Obr. 31) Základní využívané materiály pro konstrukci obráběcích strojů [16]

5.1 Ocel, litiny a kovové materiály

Nejvíce využívanými materiály při konstrukci obráběcích strojů jsou stále ocel, litina a neželezné kovy. Při konstrukci obráběcího stroje se také využívá kombinace různých kovových materiálů. Kovové materiály jsou přinejmenším potřebné pro mechanické rozhraní stroje, klouby, vedení a ložiska. U konstrukce nosného zařízení se běžně využívá svařovaných nebo odlévaných ocelí a litin. Zatímco litina nabízí výhodné vlastnosti tlumení materiálu, svařovaná ocel umožňuje využít větší úspory materiálu a hmoty, v důsledku vyššího Youngova modulu pružnosti. Při výrobě odlitků je potřeba vyrábět drahé formy a lící jádra, čemuž se lze při použití svařovaných konstrukcí vyhnout. Na druhou stranu, pomocí odlévání lze jednoduše vytvořit složité tvary, žebrovaní a dosáhnout integrální struktury. V dnešní době se stává populárním využití kombinace svařované a odlévané konstrukce. Obvykle se využívají tam, kde je výhodné použít ocelovou konstrukci z hlediska ekonomické stránky, ale je obtížné, z hlediska složitosti, některé její součásti vyrobit. Tyto složité součásti jsou tak odlity samostatně a následně přivařeny k hlavní konstrukci [8,15].

5.2 Přírodní materiály

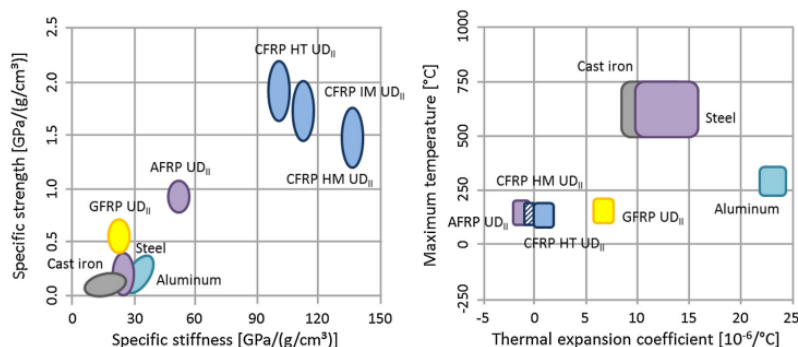
Industriálně těžný tvrdý kámen se využívá pro výrobu konstrukčních částí měřících a vysoce přesných obráběcích strojů. Nejvíce využívaným materiálem z této skupiny je žula, především kvůli své dostupnosti. Tyto materiály se řídí Hookovým zákonem, a proto je lze analyzovat lineárními výpočty pomocí MKP. Jsou antimagnetické, nevodivé, nepodléhají korozi. Prvky obráběcího stroje vytvořené ze žuly poskytují vysoké tlumení, nízkou tepelnou roztažnost, nízkou tepelnou vodivost a vysokou dlouhodobou stabilitu. Žula je krystalický kámen z křemene, slídy a živce, proto se jeho vlastnosti liší dle jeho původu. S menší velikostí zrna se mechanické vlastnosti žuly zvyšují. Nevýhodou je, že se žula stává stále vzácnějším materiálem a její zpracování je časově náročné. Další nevýhodou je její schopnost absorbovat vlhkost z okolního vzduchu, což může ovlivnit rozměrovou stabilitu a geometrickou přesnost [8,15].

5.3 Polymerní betony

V posledních desetiletích došlo k rozšíření uplatnění polymerního betonu především jako materiálu nosných dílů brousících a frézovacích strojů. Za vznikem tohoto materiálu stál vývoj za studena tvrdnoucí reakční pryskyřice. Polymerní beton je materiál, který vzniká smícháním výplňového materiálu (písek, sklo, křemen, ocel, uhlíkové vlákno atd.), reakční pryskyřice (nenasycený polyester, polymethylmetakrylát, epoxid atd.) a katalyzátoru při pokojové teplotě. Typ použitého pojiva a plniva se významně liší s ohledem na aplikaci. Ve strukturách obráběcího stroje se obvykle používá směs pojená epoxidovou pryskyřicí do součástí lože, rámu, sloupů nebo suportů. Tento proces odlévání vyžaduje někdy složité a drahé formy ze dřeva nebo kovů. Jelikož není při procesu potřeba vnější ohřev, je ve srovnání s odléváním oceli nebo litiny tento proces energeticky méně náročný. Kromě vysokého Youngova modulu, tlumící schopnosti a nízké teplotní roztažnosti, lze dosáhnout polymerního betonu dosáhnout malého zbytkového napětí a minimálního smrštění. Tento princip je využívám i k vyplnění vnitřního prostoru stávající ocelové konstrukce nebo litinového dílu a tím dokáže výrazně zlepšit jeho parametry. U polymerního betonu lze regulovat různě jeho vlastnosti podle typu zvolené směsi [8,15,16].

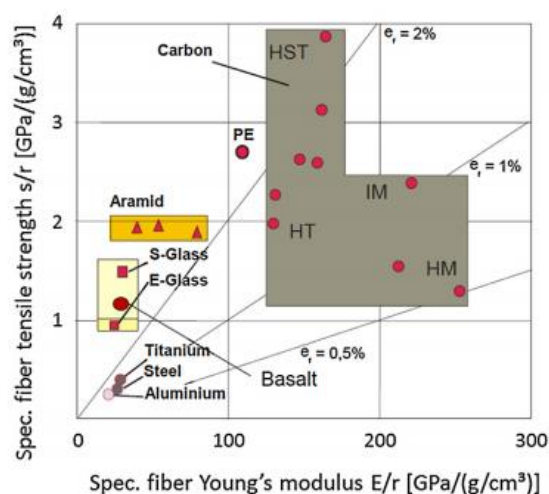
5.4 Vláknové kompozity

Vláknem vyztužené a kompozitní materiály poskytují velmi dobrý poměr mechanické pevnosti k hustotě materiálu. Na obr. 32 lze vidět srovnání mechanických a tepelných vlastností konstrukčních materiálů [15].



Obr. 32) Srovnání mechanických a teplotních vlastností materiálů [15]

Tyto materiály obsahují vlákna (dlouhé nebo krátké) a systém vazebných matric. Výztuž tvoří vlákno (grafit, karbid křemíku, nitrid křemíku, oxid hlinitý, polymery, keramika nebo sklo, armid, uhlík, oxid hlinitý, karbid křemíku, ocel, molybden, wolfram). Existují E-skleněná vlákna, S-skleněná vlákna (s vyšší pevností), C-skleněná vlákna (s vyšším obsahem boru a chemickou odolností a ECR-skleněná, která neobsahuje bor. Pokud jde o uhlíková vlákna, lze je rozlišit na standardní vlákna s vysokou pevností (HT), super houževnatostí (ST), středním modulem (IM), vysokým modulem (HM) a ultra vysokým modulem (UHM). Mechanické vlastnosti jednotlivých vláken jsou znázorněny na obr. 33. Nejčastěji používanými jsou plasty vyztužené skleněnými vlákny (CFRP) a plasty vyztužené aramidovými vlákny (AFRP). Matrice se obvykle skládá buď z polymerní pryskyřice (polyester, vinylester), epoxidu, který poskytuje lepší mechanické vlastnosti, než polyester a vinylester, a polyimidu (pro vysokoteplotní aplikace) [15].



Obr. 33) Srovnání mechanických vlastností jednotlivých vláken. [15]

5.5 Hybridní materiálové struktury

Ve skutečnosti se mnoho typů materiálů ve struktuře obráběcích strojích kombinuje, což vede ke vzniku hybridních materiálových struktur. Jak již bylo zmíněno, např. polymerní beton bývá kombinován s kovovou strukturou. Právě plněním ocelového odlitku betonem vzniká hybridní struktura. Bylo provedeno mnoho výzkumných prací za kombinace různých materiálů, pro dosažení zlepšení požadovaných mechanických vlastností struktury. Jedním z příkladů je navržení vřeteníku s hybridní strukturou pro přesnou brusku pomocí kombinace kovové konstrukce a na ní lepených GFRP laminátů. Při užití této kombinace materiálů se ve srovnání s ocelovým vřeteníkem zvýšila tuhost o 12 % a ztrátový faktor o 212 %. Stejná technologie byla použita i při konstrukci nosného sloupu tohoto stroje, kdy ve srovnání s použitím litinového materiálu se zvýšila tlumící schopnost o 35 % [15].

5.6 Kovové pěny, porézní a pórovité materiály

V posledních desetiletích se u obráběcích strojů používá hliníková pěna. Výhody hliníkových pěn jsou především nízká hmotnost a vysoká absorpce energie. Díky své buněčné struktuře umožňuje hliníková pěna snížení vibrační energie. Použití hliníkové pěny, jakožto

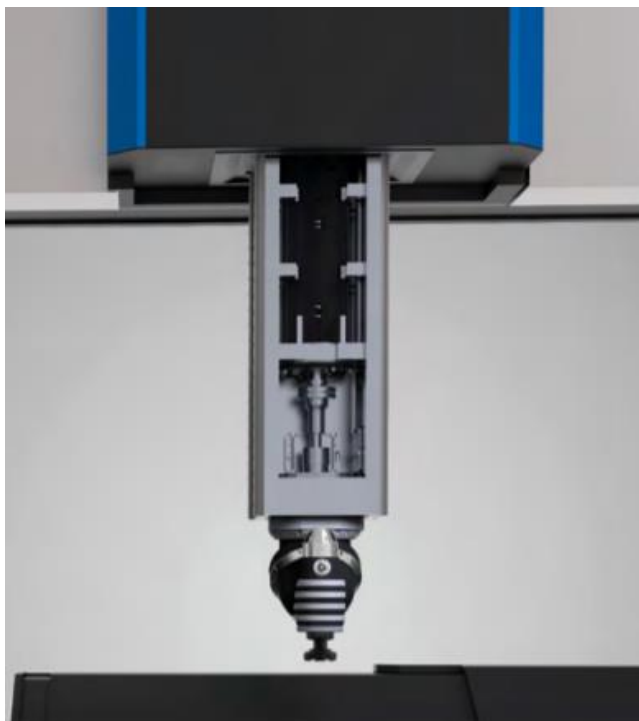
jádra ocelové součásti způsobí až 40krát vyšší tuhost v ohybu ve srovnání s hmotnostně ekvivalentními ocelovými plechy [15].

6 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ VŘETENÍKŮ

Mezi hlavní kritéria obráběcího stroje, které definují jeho kvalitu, patří přesnost jeho práce a produktivita. Prostředkem pro zajištění vysoké přesnosti práce stroje je tuhost systému a prostředkem pro zajištění vysoké produktivity je řezná rychlost [17].

Celková přesnost práce obráběcího stroje je limitována celkovým řetězcem konstrukčních uzlů a jejich vzájemnou interakcí, statickými a dynamickými vlastnostmi. Vřeteník obráběcího stroje je zpravidla v řetězci sériově uspořádaných konstrukčních uzlů nejslabším, a tím pádem limitujícím konstrukčním uzlem celkové tuhosti. Tuhost systému vřeteno-uložení má přímý vliv na kvalitu povrchu, tvarovou a rozměrovou přesnost obráběných součástí, což má v konečném důsledku vliv i na produktivitu stroje, protože konečný průběh řezu je charakterizován iniciovaným samobuzeným kmitáním. Vřeteník obráběcího stroje je definován jako konstrukční uzel skříňovitého nebo tubusového tvaru, jehož hlavní úlohou je zabezpečit přesný rotační pohyb obrobku (v případě soustruhu) nebo nástroje (v případě frézky, vrtačky a brusky) [17].

Vřeteník se skládá z jednotlivých periférií, které zajišťují požadované funkce celého konstrukčního uzlu, mezi které patří vřeteno, systém uložení vřetena, systém uchycení nástroje a skříň vřeteníku (obr. 34). Mezi tyto periferie lze zařadit i integrované nebo externí systémy pohonu vřetena, chlazení atd. [17]



*Obr. 34) Portálový CNC obráběcí stroj SORALUGE
[42]*

6.1 Vedení vřeteníku

Pojmem vedení se nazývá soustava ploch, na kterých se stýká pohyblivá a nepohyblivá část stroje, které zaručují geometricky přesný pohyb posouvajících se částí po dráze. Tyto dráhy se nazývají vodící plochy. Podle druhu tření mezi styčnými plochami lze rozlišit:

- kluzná vedení;
- hydrostatická;
- valivá [4].

Dále se využívá kombinace již zmíněných způsobů vedení, které spojují jejich výhody a nevýhody. V praxi se můžeme setkat s vedením uzavřeným kluzně-valivým, které se používá tam, kde je třeba utlumit kmitání, a přitom nezvyšovat zatížení spodních a bočních lišt od klopného momentu [17].

6.1.1 Kluzná vedení

Kluzná vedení se používají v podstatě ve dvou variantách podle třecích poměrů, které v nich dominují. Při použití kluzného vedení hydrodynamického typu může být jakost práce podstatně snižována nestabilitou pohybu, která se projevuje nerovnoměrným trhavým pohybem nebo necitlivostí. Velikost poskoku trhavého pohybu lze snižovat zvýšením tuhosti nebo snížením rozdílu mezi třením za klidu a za pohybu. V případě hydrodynamického vedení je mazací olej přiváděn mezi pohyblivé části vytvoří mazací film až za pohybu. Přesnost vedení lze dosáhnout v počáteční fázi vhodnou technologií obrábění, nicméně zachování této přesnosti po delší dobu je dáno především volbou vhodného materiálu. Značný vliv na opotřebování vodících ploch má také kvalita opracování, kdy se využívá technologie dokončování povrchů především pomocí broušení a zaškrabávání. Základním tvarem plochého vedení je čtyřboký hranol obdélníkového průřezu. Základním profilem prizmatického vedení je trojboký hranol. Rybinové vedení je zvláštním případem prizmatického vedení, které je ovšem u CNC strojů málo rozšířené [17].

6.1.2 Hydrostatická vedení

Hydrostatické vedení je založeno na principu dodávání tlakového oleje mezi vodící plochy, čímž je dosaženo tzv. kapalného tření. Toto vedení se vyznačuje velmi malým součinitelem tření za velkého rozsahu použitých rychlostí. Hydrostatické vedení se skládá z několika ložiskových kapes, které se nachází na jedné z vodících ploch a druhé plochy, která je zcela hladká. Hydrostatické vedení lze rozdělit na otevřené, uzavřené nebo servostatické. Hydrostatické vedení se vyznačuje:

- velmi malým součinitelem tření;
- stoupající třecí silou se vzrůstající rychlostí;
- prakticky žádným opotřebením;
- schopností vysokého tlumení ve směru kolmém na vodící plochy;
- neexistující vůlí;
- vysokou tuhostí.

Nepříznivě se projevující vlastností je nezbytnost velmi tuhých částí vedení, aby tloušťka filmu byla stále stejná po celé délce a šířce. Dále je to nutnost použití čerpadla a filtrace oleje nebo komplikovanější konstrukce [17].

6.1.3 Valivé vedení

Vedení valivé se využívá u nepřesnějších strojů. Skvěle se hodí pro aplikace požadující vyšší nároky na dokonalou plynulost posuvových pohybů. Přednosti tohoto vedení jsou:

- celkově menší součinitel tření a nepatrný rozdíl mezi součinitelem tření za klidu a za pohybu, což má vliv na odstranění trhavých pohybů při malých rychlostech;
- dlouhá životnost a minimální opotřebení;
- možnost vymezení vůle a předepnutí;
- vysoká přesnost pohybu i při malých rychlostech.

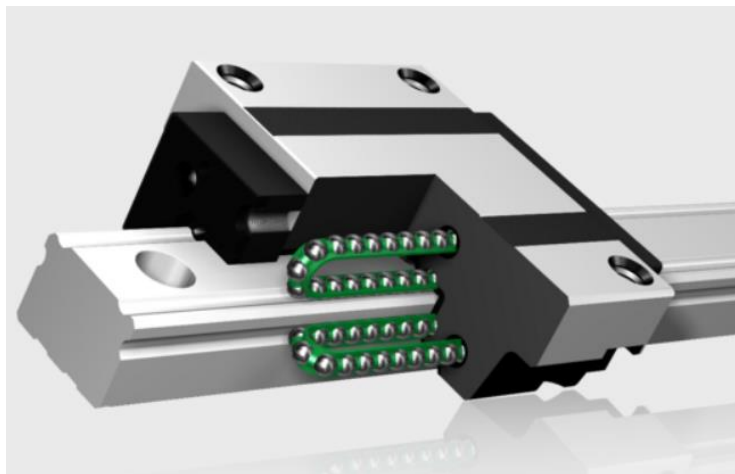
Mezi nevýhody lze zařadit vysokou náročnost na přesnost výroby a s tím spojenou vysokou cenu, větší rozměry tohoto vedení a menší schopnost útlumu chvění [4,17].

Valivé vedení se používají ve dvou základních variantách, kdy jedna z nich je s omezenou délkou zdvihu a druhou variantou je pak s neomezenou délkou zdvihu. Některé typy s omezenou délkou zdvihu mohou být zkonstruovány jako otevřené, tj. zachycující pouze axiální síly. Uzavřené vedení je vždy předepnuté a má omezenou schopnost přenášet libovolné zatížení. Válečkové vedení s omezenou délkou zdvihu má nejčastější využití pro svoji dobrou tuhost a přesnost. Jehlová vedení se používají jako provedení s prizmatickým vedením. Kuličkové vedení mají menší únosnost a konstrukční provedení vyžaduje obložit plochy vedení kalenými plechy. V případě vedení s neomezenou délkou zdvihu se sůl může pohybovat po celé délce a přenášet zatížení [17].

Progresivním způsobem vedení pohyblivých částí CNC obráběcích strojů je profilové valivé vedení. Princip tohoto vedení spočívá v obíhání omezeného počtu valivých elementů po profilu kolejnice, která plní funkci lišt šroubovaných k loži. Výhody tohoto vedení jsou:

- chod bez vůle;
- dobrá přesnost polohování;
- jednodušší kompenzace nepřesností ustanovení;
- snadnější instalace;
- vysoké posuvové rychlosti;
- při správném dimenzování minimální pružné deformace;
- snadná údržba.

Mezi nevýhody lze zařadit nutnost velkého množství vozíků a kolejníc u velkých strojů [17].



Obr. 35) Lineární valivé vedení s kuličkovým řetězem firmy Hennlich [43]

6.2 Pohony vřeteníku

Přímočarý pohyb je u obráběcích strojů buď hlavní řezný pohyb nástroje, nebo obrobku, posuv, přísuv nebo pomocný pohyb. Základním pohybem v tuhém mechanismu je vždy pohyb rotační, proto zde máme mechanismy k transformaci pohybu rotačního na pohyb lineární. Jedním z těchto mechanismů je provedení náhonu pomocí šroubu a matice, kdy v jednom případě se šroub otáčí a matice stojí, a naopak v druhém případě se matice otáčí a šroub stojí. Další z možností je provedení náhonu pomocí pastorku a hřebene [4,17].

6.2.1 Kuličkový šroub

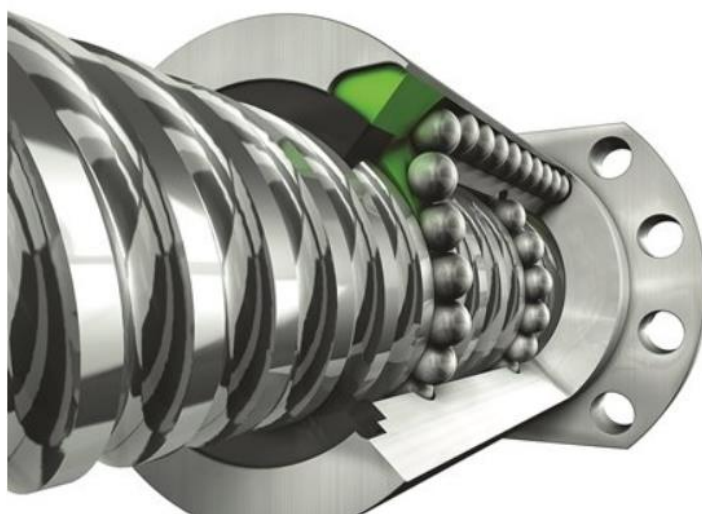
Jak již bylo řečeno, mechanismus kuličkový šroub a matice slouží k transformaci rotačního pohybu na přímočarý. Rotační motor je připojen ke šroubu přímo pomocí spojky přes vložený převod (řemen, ozubená kola), nebo přes vloženou převodovku, nebo jejich kombinací [17].

Mezi hlavní přednosti kuličkových šroubů patří:

- jejich vysoká účinnost;
- minimální oteplování během procesu;
- možnost úplného odstranění vůle a možnost přepětí, čímž lze zajistit vysokou přesnost;
- malá opotřebení a vysoká životnost;
- potlačení vzniku trhavých pohybů [4].

V rámci zmenšení opotřebení závitů, vymezení vůle a zlepšení účinnosti, se zavedly šrouby a matice s valivým třením. V závitech mezi šroubem a maticí obíhají kuličky. Účinnost těchto kuličkových šroubů je 90 % a více. Šroub i matice jsou ocelové, povrchy závitů jsou kalené a broušené. Závity jsou vyráběny s velkou přesností. Výrobci kuličkových šroubů používají dvě provedení profilů drážky pro odvalování kuliček:

- s gotickým profilem – výhodou tohoto provedení je zejména vysoká přesnost, možnost vymezení vůle a možnost predepnutí;
- s kruhovým profilem – provedení výrazně jednodušší po výrobní stránce, které má však horší účinnost a dochází zde k většímu zatížení kuliček.

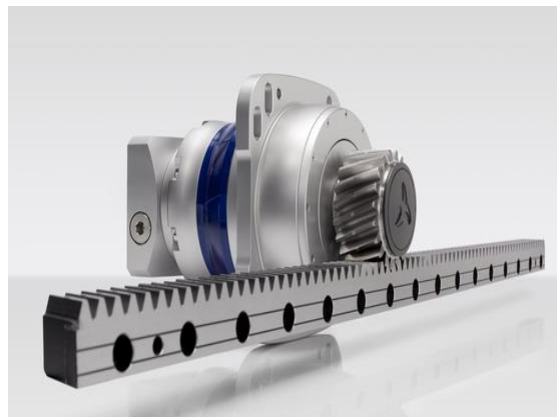


Obr. 36) Řez maticí válcovaného kuličkového šroubu Hiwin [44]

Odvalování kuliček je realizováno interním převodem kuliček v tzv. převáděcím lůžku v rámci stoupání jednotlivých závitů. Nestandardní maticové jednotky jsou pak vyráběny s externím převodem kuliček. Důležitým parametrem je pak statická tuhost, kterou ovlivňuje způsob axiálního uložení, kdy při jednostranném axiálním uložení dochází během zdvihu k poklesu tuhosti. Naopak oboustranné axiální uložení má podstatně příznivější průběh statické tuhosti, jsou zde ovšem jiné omezující aspekty, jako je vliv dilatace [4,17].

6.2.2 Pastorek a hřeben

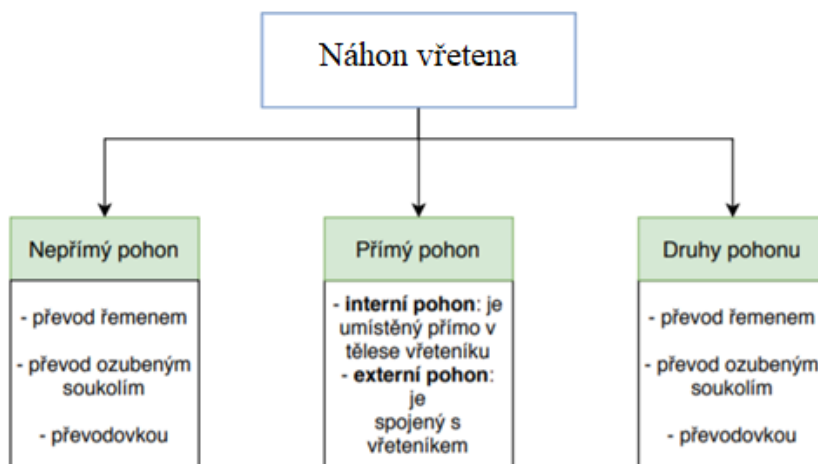
Pohony určené pro posuvy s dlouhými zdvihy je použití posuvových šroubů již nevhodné z důvodu tuhosti a vysokých otáček. Proto zde nachází uplatnění princip pohonu využívající ozubený hřeben a pastorek (obr. 37). Oproti šroubu a matici má menší převod, lepší účinnost a menší tuhost. Kvůli vůli vznikající mezi pastorkem a hřebem je nutné provést vymezení vůle. Nevýhodou této kinematické dvojice je, že není samosvorná, což především pro svislé osy vyžaduje použití brzdy, pro případ výpadku. Využívané typy těchto pohonů lze rozdělit na pohony s náhonem pomocí jednoho motoru, kdy je docíleno vymezení vůle mechanicky nebo hydraulicky, nebo s náhonem posuvu dvěma motory (Master-Slave), kdy je vymezení vůle docíleno elektrickou cestou. Předepnutí pastorku metodou Master-Slave je velmi elegantní způsob, který využívá moderních metod číslicového řízení. Dva pastorky v režimu Master-Slave jsou samostatně naháněny dvěma servomotory [17].



Obr. 37) Pastorek a hřeben [45]

6.3 Konstrukční varianty umístění hlavního pohonu vřetena

Pro přenos řezného výkonu na nástroj musí být vřeteno spojené s náhonovým servomotorem. Způsob náhonu lze rozdělit na přímý nebo nepřímý (obr. 38) [17].



Obr. 38 Rozdělení způsobů náhonu vřetena [17]

6.3.1 Nepřímý pohon s vloženým převodem

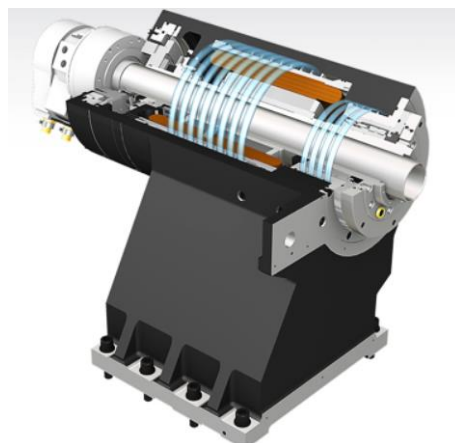
V případě nepřímého je mezi vřetenem a motor vložen kinematický řetězec, přičemž poslední člen kinematického řetězce může být umístěn přímo na vřetení mezi přední a zadní podpěrou nebo za zadní podpěrou. Tímto kinematickým řetězcem jsou především ozubená kola a řemenice (obr. 39). Volba vhodného kinematického řetězce určeného k přenosu výkonu z motoru na vřetenou se odvíjí od požadavků, které na něj daná technologie vyvíjí. Náhon s ozubeným převodem se používá pro nejnižší otáčky vřeten a vysoké kroutící momenty. Ozubené řemeny se používají tam, kde je potřeba přenášet velké výkony a nesmí dojít k jeho prokluzu. Pro vyšší otáčky a středně vysoké hodnoty kroutících momentů se používají drážkové řemeny. U vřeten určených pro brusky se na náhon vřeten používají ploché řemeny, protože nejsou zdrojem a přenašečem vibrací z pohonu na vřetenou. Největší výhodou je, že pohon nemusí být vložen v těsné blízkosti vřeten, což umožňuje velkou variabilitu uspořádání. Nevýhodou jsou ztráty vznikající mezi jednotlivými součástmi a vůle [17,18].



Obr. 39) Pohony hlavního vřeten vložným převodem firmy Hass [46]

6.3.2 Přímý pohon interní – Elektrovřeten

Pro přímý pohon interní se používá nejvíce pro oblast vysokorychlostního obrábění, kde je potřeba dynamicky stabilního náhonu. Pohon je přímo integrován do vřeteníku. Vřeteník s vnitřním pohonem (elektrovřetenem) se skládá z rotoru, který je lisován přímo na vřetenou (obr. 40). V tělese vřeteníku je pak zabudován stator s chlazením. Mezi hlavní výhody patří krátký čas jejich rozběhu v porovnání s jinými pohony, velmi dobrá polohovatelnost, jednoduchá montáž a demontáž, kompaktní vzhled a malá hmotnost. Jejich hlavní nevýhodou je chlazení. Je zde nutné vytvořit oběh chlazení. Využívají se dva druhy elektrovřeten – synchronní a asynchronní [17,18].



Obr. 40) Vřeteník s vnitřním pohonem [47]

6.3.3 Přímý pohon externí

Přímý pohon externí se stejně, jako pohon s interním pohonem, používá především v oblasti vysokorychlostního obrábění, kde je potřeba nízká úroveň hluku, stabilní pohon, rovnoměrnost, přesné řízení polohy a kompaktnost. Účinnost tohoto motoru je téměř 100 %. Jejich nevýhodou je vznikající teplo a vyšší obstarávací cena. Spojení pohonu a vřetene se zde provádí dvěma způsoby – nalisováním elektromotoru nebo servopohonu na vřeteno nebo spojením spojkou [18].



*Obr. 41) Přímý pohon vřeteny firmy
Hass [46]*

7 SYSTÉMOVÝ PŘÍSTUP

Při řešení problému nesystémovým přístupem je myšlenkový pochod volný, bez pravidel, individuálně vytvářený a subjektivní. Tento přístup k řešení problémů je obvykle pomalejší a vyžaduje větší nervové zatížení při řešení problémů. Systémový přístup je jedním z možných přístupů řešení problémů, který dokáže zajistit, aby celý proces postupoval zdařile a byl vykonáván efektivně. Systémový přístup se využívá především při realizaci procesů, které jsou spojeny s různými druhy analýz složitých objektů, s řešením běžných i odborných problémů, ale i s činnostmi typu myšlení či jednání. Přínosem systémového přístupu je „uvědomění si“ podstatných skutečností, týkajících se určité entity, které by člověk neměl zapomenout ve všech svých činnostech s touto entitou a jak lze tyto činnosti realizovat [19,20].

7.1 Problém a jeho analýza

7.1.1 Analýza problémové situace

Během procesu obrábění vznikají síly, které působí na nástroj obráběcího stroje, který je dále přenáší na jeho nosnou konstrukci. Vlivem působení těchto sil dochází k její deformaci, což nežádoucím způsobem ovlivňuje přesnost obráběcího stroje. Tyto síly mají vliv na statickou i dynamickou tuhost nosné soustavy. Jelikož se požadavky zákazníků na přesnost obráběcího stroje stále zvyšují, je snahou výrobců obráběcích strojů tyto deformace minimalizovat.

7.1.2 Formulace problému

Různé způsoby vedení vřeteníku horizontálního obráběcího stroje mají rozdílný vliv na jeho statickou a dynamickou tuhost a tím přímo ovlivňují výslednou přesnost obrábění.

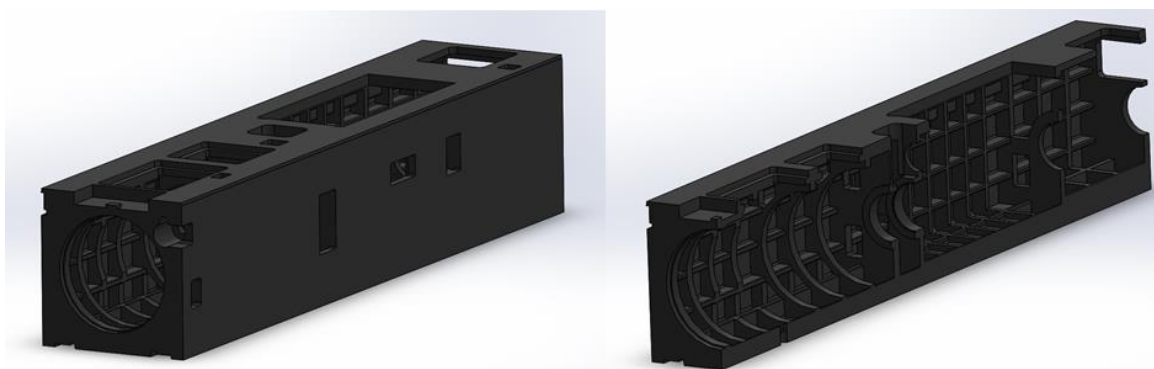
7.1.3 Formulace cílů při řešení problému

Cílem této diplomové práce jsou následující kroky:

- stanovení variant pro analýzu;
- vytvoření výpočtových modelů;
- vyhodnocení výsledků a závěr.

7.2 Vymezení objektu, na němž je problém řešen

Za účelem vytvoření výpočtového modelu je nezbytné se co nejvíce přiblížit reálným vlastnostem jeho jednotlivých částí. Největší vliv na výslednou tuhost má těleso vřeteníku, jehož model se pro určení jeho tuhosti odrazil od reálného tvaru a konstrukce.



Obr. 42) ukázka řešeného tělesa vřeteníku

7.3 Výběr vhodné metody řešení problému

Řešení problému bylo prováděno metodou výpočtového modelování pomocí programu využívající metodu konečných prvků. Kvůli charakteru řešení problému bylo nezbytné vybrat vhodný nástroj, kterých lze v dnešní době najít stále více. Z důvodu předchozí zkušenosti byl k tomuto účelu vybrán software ANSYS Workbench.

7.4 Systém podstatných veličin

Řeší-li se jakýkoliv problém, je nezbytné stanovit, co je pro danou problematiku důležité a co není. Z tohoto důvodu se vytváří množina všech charakteristik a jejího okolí, které souvisí s problémem, u kterých se dále posuzují ty charakteristiky, které jsou pro daný problém podstatné. Tento proces je označován jako vytváření systému podstatných a problémově orientovaných veličin. Tento systém je rozdělen do devíti podmnožin [19].

- **S0-prvky popisující okolní entity**
Na vřeteník obráběcího stroje působí různé síly, jako jsou síly vznikající při procesu obrábění. Tyto síly mohou být i kolísavého charakteru.
- **S1-veličiny popisující strukturu a topologii entity**
Matematický model je trojrozměrný objekt skládající se ze soustavy jednotlivých modelů, které byly vytvořeny na základě jejich reálných vlastností.
- **S2-veličiny popisující podstatné vazby**
Zkoumané těleso vřeteníku je se zbytkem obráběcího stroje spojeno pomocí kuličkového šroubu a v případě této práce, kdy bylo předmětem porovnání různých konfigurací kluzného a valivého vedení pomocí valivých vozíčku nebo kluzných ploch, které jsou charakterizovány různou tuhostí.
- **S3-veličiny popisující aktivaci entity s okolím**
Vřeteník horizontálního stroje je ovlivňován silami na něj působícími.
- **S4-veličiny ovlivňující entitu z okolí**
Modelová situace je zkoumána pro maximální vysunutí vřeteníku, kdy na vřeteník působí i tíhová síla. Avšak jelikož zde jde o srovnání jednotlivých variant, je tíhová síla zanedbána.
- **S5-veličiny vyjadřující oborové vlastnosti prvků struktury entity**
Hlavní část modelu-vřeteník, je jako entita z litiny, kterou lze popsat svými specifickými mechanickými vlastnostmi, jako jsou mez pevnosti, mez kluzu, hustota materiálu, modul pružnosti v tahu a modul pružnosti ve smyku.
- **S6-veličiny popisující procesy probíhající ve struktuře entity**
Procesy jsou popsány napětíovými charakteristikami mezi jednotlivými body.
- **S7-veličiny vyjadřující projevy entity**
Entity jsou popsány působením sil a posuvů v jednotlivých směrech.
- **S8-veličiny popisující důsledky projevů entity**
Mezi důsledky projevů entity patří její změna klíčových vlastností, což vede k ovlivnění přesnosti při výrobě.

Pouze v případě správného nastavení všech podstatných mechanických vlastností a reálných veličin každé ze součásti řešené soustavy, lze úlohu označit za reálně řešitelnou a výsledky za plnohodnotné.

8 NÁVRH A OPTIMALIZACE TĚLESA VŘETENÍKU OBRÁBĚCÍHO STROJE

Jak jsme se již dozvěděli výše v rešeršní části této diplomové práce, statická a dynamická tuhost každého ze součástí stroje má vliv na celkovou přesnost a výsledek třískového obrábění. Vlivem nízké statické a dynamické tuhosti může dojít k úchylkám tvaru, polohy, nevhodné drsnosti povrchu atd.

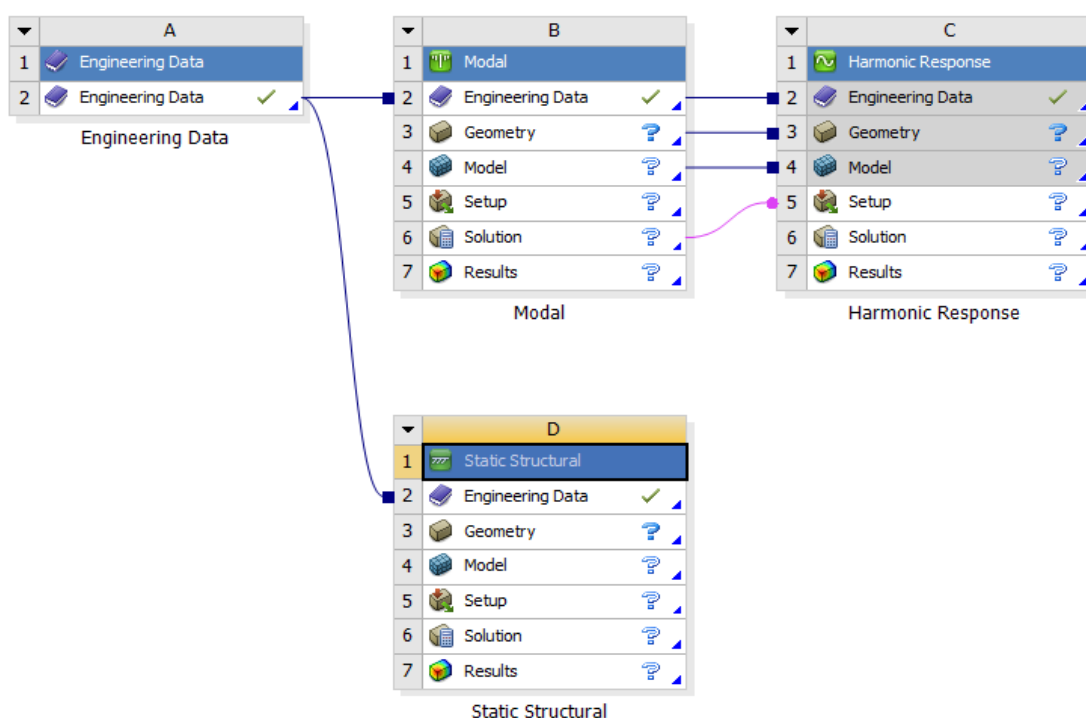
Tato závěrečná práce je zaměřena na návrh a optimalizaci vřeteníku. Vřeteník je z hlediska statické a dynamické tuhosti považován za jednu z nejvíce kritických částí celého řetězce obráběcího stroje. Tuhosti soustavy vřeteníku může ovlivnit spousta aspektů, mezi které může patřit jeho materiál, kdy těleso vřeteníku bývá z pravidla odléváno z litiny nebo svařováno z oceli. Nemalou zásluhu na tuhosti samotného tělesa vřeteníku má i jeho samotná topologie vnitřního žebrování. Stejně tak může hrát důležitou roli, z hlediska dynamické tuhosti, umístění pohonu vřetene, který může značně ovlivnit rozložení váhy cele soustavy. Mezi další periferie ovlivňující tuhost vřeteníku patří i způsob a umístění náhonu jeho posuvové osy, kterým může být pastorek a hřeben nebo u horizontálního obráběcího centra spíše kuličkový šroub, jehož umístění dokáže ovlivnit tuhost v jednom z radiálních směrů. Významný vliv na statickou a dynamickou tuhost soustavy vřeteníku pak má jeho vedení. Jak se můžeme dočíst výše v rešeršní části diplomové práce, pro vedení vřeteníku se používá kluzné, valivé nebo hydrostatické vedení. Cílem této práce je porovnání statických a dynamických tuhostí různých variant kluzného a valivého vedení vřeteníku pro horizontální obráběcí centrum (obr. 43).



Obr. 43) Ukázka horizontálních center TOS [34,38]

8.1 Nástroje pro výpočetní model

Pro provedení všech výpočtů vybraných variant modelů soustavy vřeteníku horizontální obráběcího centra byl zvolen řešič metody konečných prvků v rámci softwaru ANSYS Workbench, který toto umožňuje. Velmi zjednodušená geometrie soustavy vřeteníku byla vytvořena pomocí softwaru SOLIDWORKS a následně importována do ANSYSu. Následně byly upřesněny materiálové vlastnosti pomocí modulu Engineering Data. Dále pro výpočet statických a modálních vlastností byly použity moduly Static Structural a Modal. Modul Modal nadále sdílí geometrii, okrajové podmínky a výsledky modální analýzy s modulem Harmonic Response, který byl použit k vyvolání harmonické síly a následnému odečtení maximální amplitudy pro počet tuhosti. Takto vytvořená struktura byla použita pro každou z vybraných 12 variant, přičemž každá obsahovala výpočet pro zatížení jak ve směru X, tak ve směru Y.



Obr. 44) Schéma úlohy v programu ANSYS Workbench

8.2 Stanovení různých variant vřeteníků pro analýzu

Pro výpočtovou analýzu bylo nezbytné stanovit několik různých modelů variant vedení vřeteníku obráběcího stroje. Tato práce, jak již bylo řečeno, byla zaměřena na analýzu valivého a kluzného vedení, což znamená, že práce se nezabývala problematikou tuhosti hydrostatického vedení. Všechny tyto modely byly inspirovány reálnými provedeními různých firem vyrábějící obráběcí stroje na základě průzkumu trhu. Takto vypracované modely s různými způsoby vedení byly vždy opatřeny stejným způsobem náhonu lineárního posuvu, a to kuličkovým šroubem. Pro možné srovnání všech variant bylo vždy umístění motoru nahánějícího vřetena stejné, stejně jako umístění a typ frézovací hlavy, a to za účelem, aby jiné rozložení váhy

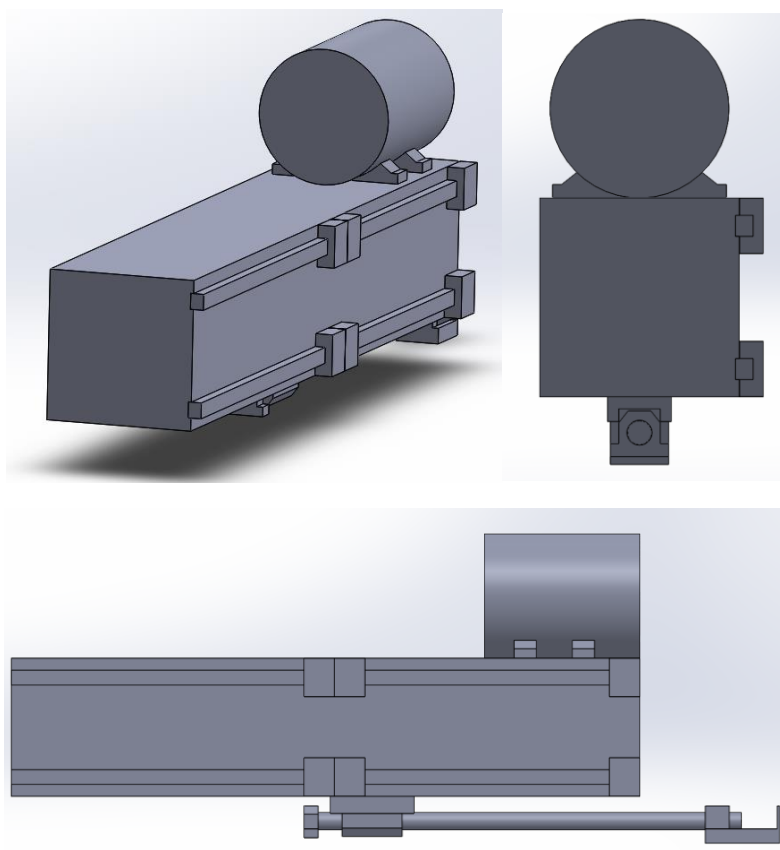
v soustavě vřeteníku neovlivnilo výsledný výpočet. Taktéž rozměry saní byly vždy uvažovány o stejné délce 1400 mm. Analýza byla prováděna pro situaci maximálního vysunutí vřeteníku.

8.2.1 Varianty pro valivé vedení

Pro valivé vedení byly stanoveny čtyři varianty s různými počty vozíků. Modely těchto variant jsou značně zjednodušeny, jelikož se jedná přímo o modely použité při výpočetní analýze v softwaru ANSYS. Kluzné vozíky valivého vedení byly vždy umístěny na začátek a konec saní.

VARIANTA Č. 1

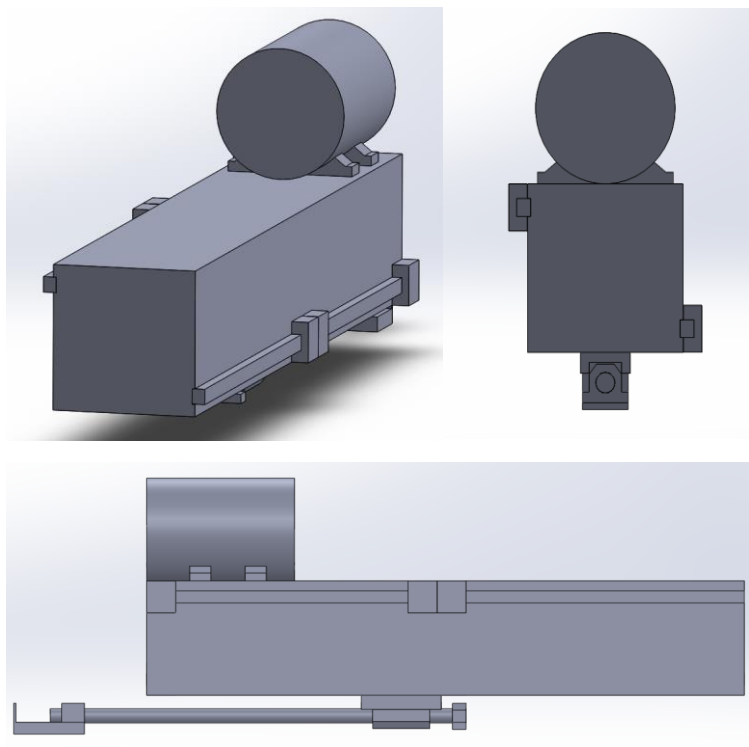
Jedná se konstrukční provedení, které má 2 vedení na jedné straně tělesa vřeteníku. Toto provedení patří mezi ty méně tuhé. Pro analýzu byly vybrány provedení se dvěma, třemi a čtyřmi vozíky.



Obr. 45) Ukázka varianty č. 1 se třemi vozíky

VARIANTA Č. 2

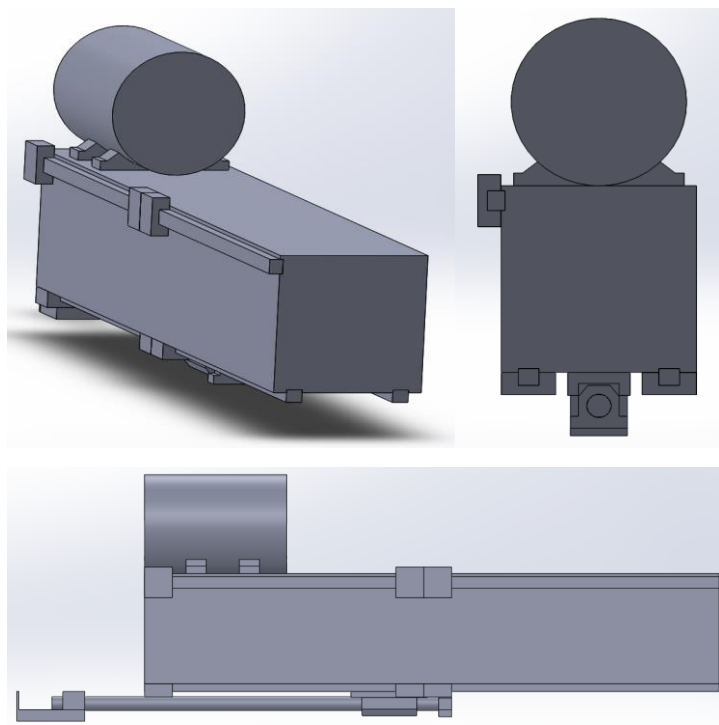
U této varianty se taktéž jedná o provedení, které má 2 vedení, ovšem zde vedení leží na protějších stranách vřeteníku, v jeho protějších rozích. Tato varianta byla provedena pro tři a čtyři vozíky na jednom vedení.



Obr. 46) Ukázka varianty č. 2 se třemi vozíky

VARIANTA Č. 3

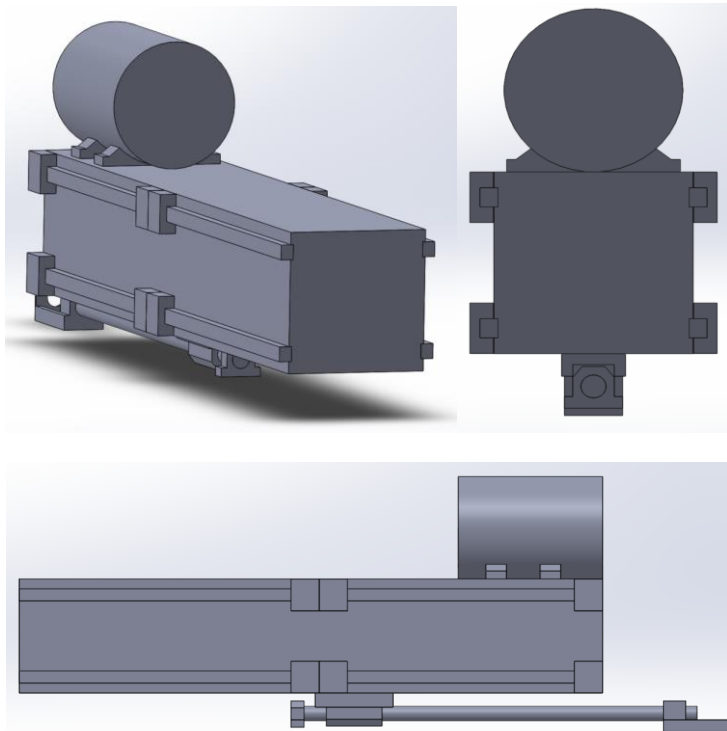
Varianta č. 3 je provedení se třemi vedeními, kdy 2 jsou umístěny na spodní straně vřeteníku a jedno umístěno na jeho boční straně. I tato varianta je pro výpočet v konfiguraci se třemi a čtyřmi vozíky.



Obr. 47) Ukázka varianty č. 3 se třemi vozíky

VARIANTA Č. 4

Poslední variantou valivého vedení je „box in box“ varianta, která má na každé z bočních stran vřeteníku dvě vedení. Tato varianta byla pro výpočet uvažována pro tři a čtyři vozíky.



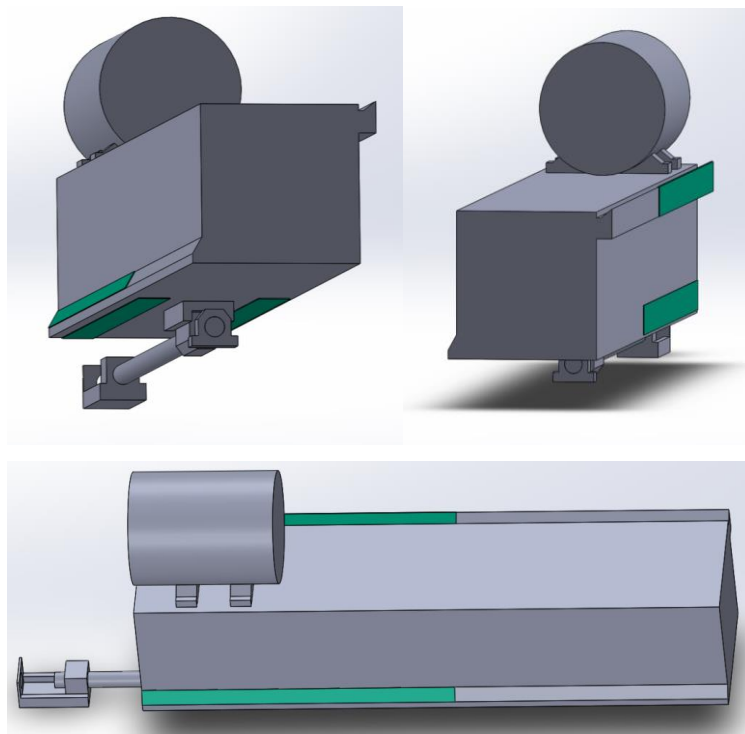
Obr. 48) Ukázka varianty č. 4 se třemi vozíky

8.2.2 Varianty pro kluzné vedení

Pro analýzu kluzného vedení byly vybrány varianty realizované pomocí tucitových kluzných ploch a přitlačných lišt. Byla zde snaha držet se totožného modelu, jako u valivého vedení, z hlediska místa uložení kuličkového šroubu a motoru pohánějícího vřeteno, aby bylo možné srovnání tuhostí jak statických, tak především dynamických s tuhostmi valivého vedení. Je nutno podotknout, že z hlediska smontovatelnosti všech dílů by nejspíše provedení u varianty č. 6 a varianty č. 7 nebylo možné, z hlediska smontování motoru a tělesa vřeteníku, kdy v reálné situaci se tyto typy kluzného vedení používají v kombinaci spíše s elektrovřetenem nebo přímým náhonem, kdy je vřeteník spojen s motorem torzní tyčí a motor je tak upevněn na zadní části vřeteníku. Přemístění motoru v rámci modelu na zadní stěnu vřeteníku, by mohlo mít významný vliv na rozložení tuhosti celé soustavy a tím na výslednou dynamickou tuhost. Tyto modely jsou opět značně zjednodušeny pro potřeby výpočetního softwaru ANSYS.

VARIANTA Č. 5

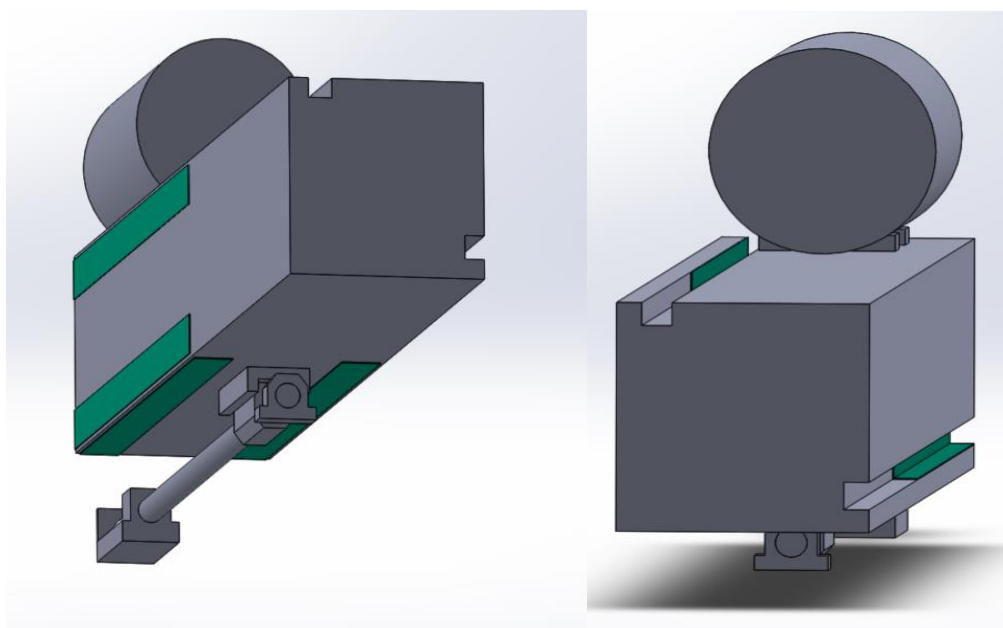
Provedení této varianty je kluzné vedení, které má celkem 6 stykových ploch ležících na tucitových pásech. Z těchto šesti stykových ploch slouží dvě pro přitlačné lišty.



Obr. 49) Ukázka varianty č. 5

VARIANTA Č. 6

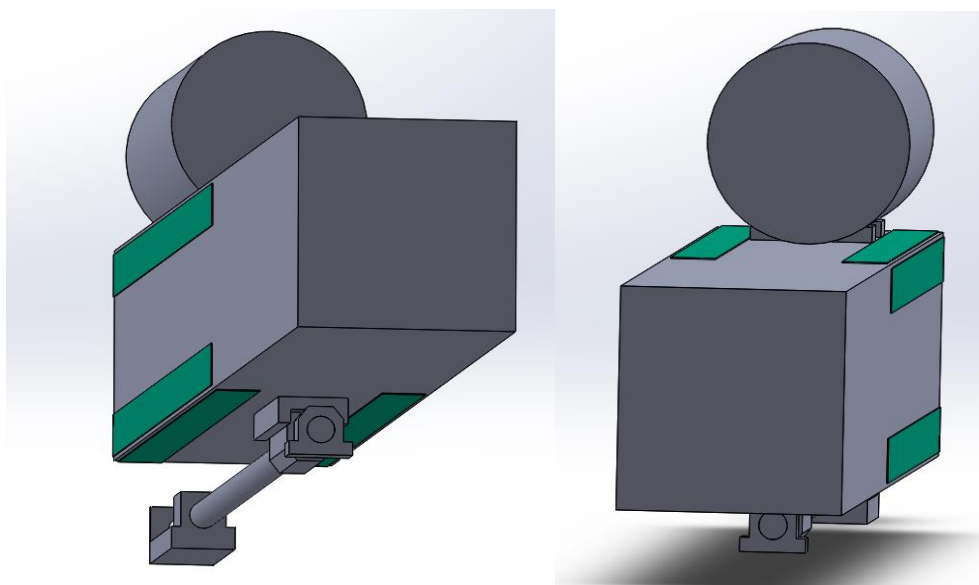
Varianta č. 6 leží na osmi stykových plochách, přičemž 4 z těchto ploch se nachází na dvou přítlačných lištách (na každé liště 2 do pravého úhlu), které zasahují do tělesa vřeteníku. Právě zde se jedná o jedno z již zmiňovaných provedení, kde by takové smontování motoru s tělesem vřeteníku nejspíše nebylo možné.



Obr. 50) ukázka varianty č. 6

VARIANTA Č. 7

Poslední variantou je provedení s osmi stykovými plochami, po dvou, po všech stranách vřeteníku. Zde se právě jedná o druhou, ze zmiňovaných variant, kde by takové smontování motoru a tělesa vřeteníku nebylo pravděpodobně možné.



Obr. 51) ukázka varianty č. 7

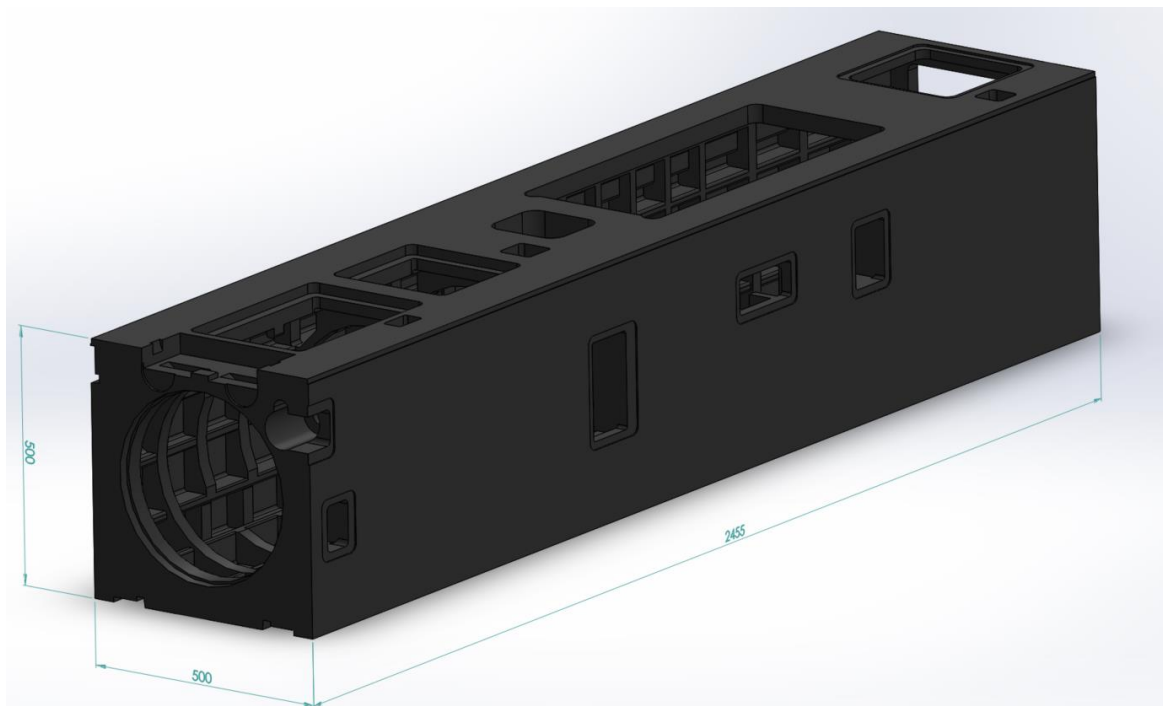
8.3 Výpočtové modely

Výpočtové modely jsou tvořeny plnými tělesy, přičemž jejich geometrie je výrazně zjednodušena z důvodu jejich nižší výpočtové náročnosti. Jak lze vidět již z ukázky variant modelů, které jsou představeny v předchozí kapitole, jde o opravdu výrazné zjednodušení, kdy byly odstraněny všechny i větší detaily. Právě z tohoto důvodu bylo důležité správně přenést pro všechny části, které se v sestavě nachází, jejich mechanické vlastnosti, což bylo pro správnost výpočtu nezbytné. Jednalo se především o tuhosti všech komponent, ale taky o jejich hmotnost. Výsledky, které jsme obdrželi ze statických a dynamických vlastností modelu, slouží k vzájemnému porovnání napříč všemi variantami. Jak lze vidět u všech zobrazených variant v předchozí kapitole, pro výpočty nebyly modelovány saně tělesa vřeteníku, a to u žádného z modelů. Saně obráběcího stroje byly uvažovány jako dokonale tuhé, a to především z toho důvodu, že pro každou z těchto variant vřeteníků a jejich vedení, by byly nejspíše použity saně odlišného typu a jelikož se při analýze chceme zaměřit na vlastnosti různých typů vedení, mohlo by dojít k ovlivnění výsledků.

8.3.1 Těleso vřeteníku

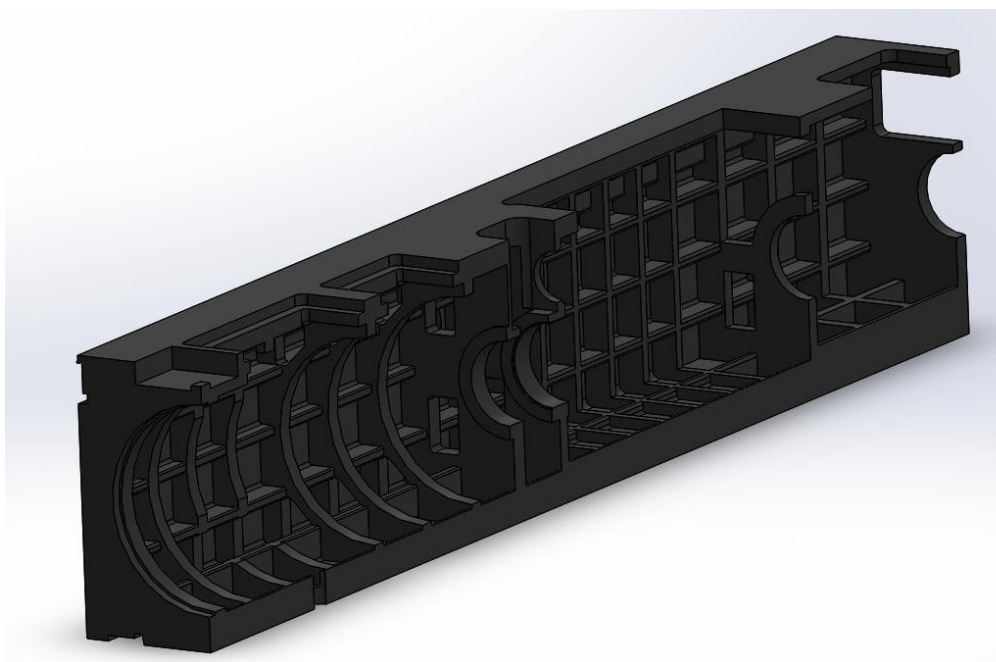
Samotné těleso vřeteníku má z celé soustavy největší vliv na výslednou tuhost neboli poddajnost. V případě této diplomové práce se model jeho tělesa odrážel od vlastností reálného vřeteníku, který měl definovanou, jak vnitřní topologii žebrování, tak tloušťky stěn. Nutno

podotknout, že tuhost a hmotnost tělesa vřeteníku byla vyšetřována bez vnitřních součástí, jako je samotné vřeteno, ložiska nebo další součásti určených pro jeho běžný chod, kterými mohou být například další součásti určené pro náhon vřetene. Nicméně jelikož je našim cílem srovnání několika variant vedení, je tento postup, který nám dává přibližné vlastnosti tělesa vřeteníku, zcela dostačující.



Obr. 52) Model tělesa vřeteníku s jeho hlavními rozměry

Těleso vřeteníku je 2455 mm dlouhé, přičemž rozměry jeho šířky a výšky jsou 500x500 mm, jak lze vidět na obr. 52. Po spojení s přírubou, která slouží k připojení frézovací hlavy

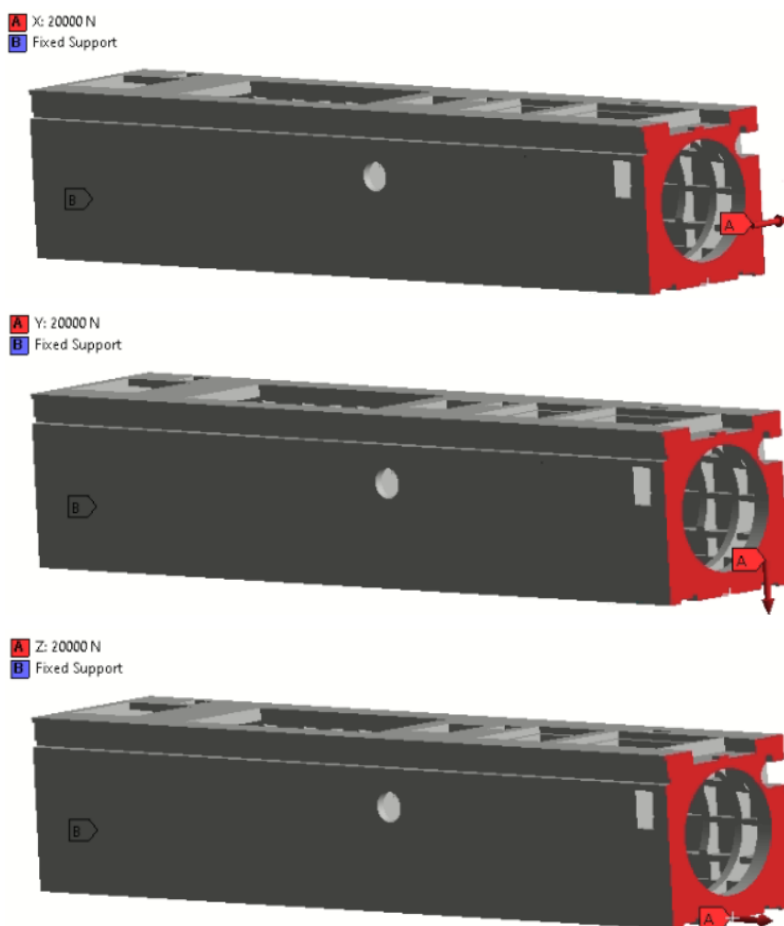


Obr. 53) Model tělesa vřeteníku v řezu s detailem na žebrování

k tělesu vřeteníku je jeho výsledná délka 2620 mm. Těleso vřeteníku uvažované pro výpočty je považováno za odlitek z litiny. Jeho hmotnost je tedy 1274,9 kg.

Pro takto vymodelované těleso reálného vřeteníku, pomocí softwaru Solidworks, bylo nezbytné získat jeho tuhost, čehož bylo dosaženo pomocí softwaru ANSYS a modulu Static Structural. Tuhosti tělesa byly vyšetřovány ve všech 3 směrech. Samotné vyšetřování tuhosti tělesa vřeteníku probíhalo tím způsobem, že vřeteník byl z jedné strany vetknut a z druhé strany zatěžován silou 20 000 N ve směru X, Y a Z, přičemž se dalo předpokládat, že tuhost v axiálním směru Z bude mnohokrát vyšší, než v radiálních směrech X a Y.

Poté, co byla geometrie vřeteníku importována do modulu Static Structural, mu byly uděleny jeho mechanické vlastnosti v modulu Engineering Data a byl dále ošetřen okrajovými podmínkami, jak můžeme vidět na obr. (54).

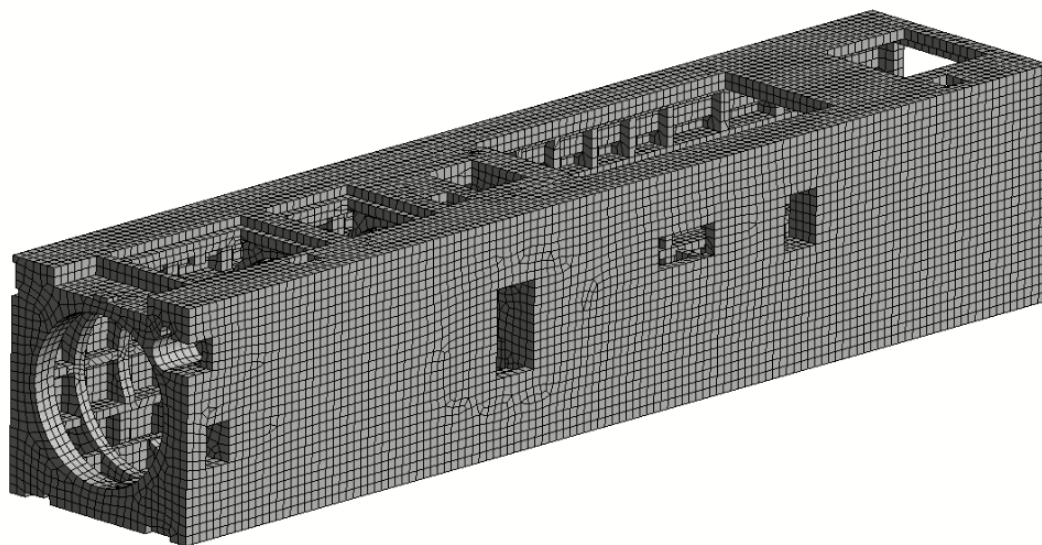


Obr. 54) Okrajové podmínky pro vřeteník, při zjišťování jeho tuhosti, shora obr. A) zatížení ve směru X, obr. B) zatížení ve směru Y, obr. C) zatížení ve směru Z

Síťování modelu

Volba vhodné velikosti sítě pro výpočet tuhosti tělesa vřeteníku proběhla experimentální metodou, kdy byly zkoušeny různé hrubé typy sítě. Výslednou velikostí jednoho elementu byla velikost 20 mm, jak lze vidět na obrázku (55). Při použití jemnější sítě, kterou byla síť o velikosti jednoho prvku 10 mm, se výpočetní čas zvýšil z několika desítek sekund na

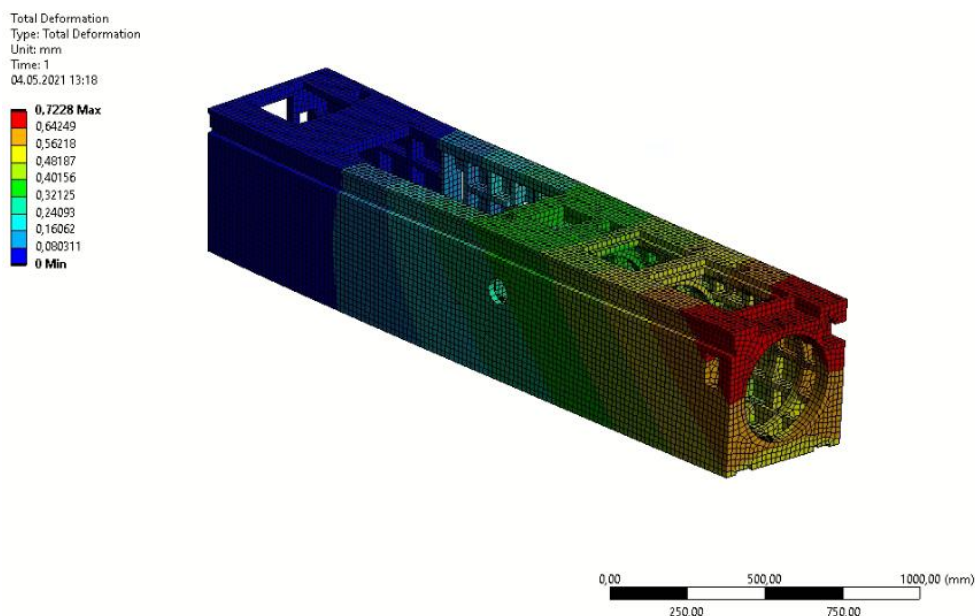
desítky minut a změna výsledku byla menší než jedno procento. Proto nadále používaná síť, o velikosti elementu 20 mm, byla vyhodnocena, jako dostačující.



Obr. 55) Ukázka síťování modelu vřeteníku

Na obrázcích níže můžeme vidět již výsledné deformace tělesa vřeteníku ve všech směrech. Tyto deformace byly dále přepočítány na výsledné tuhosti v příslušném směru.

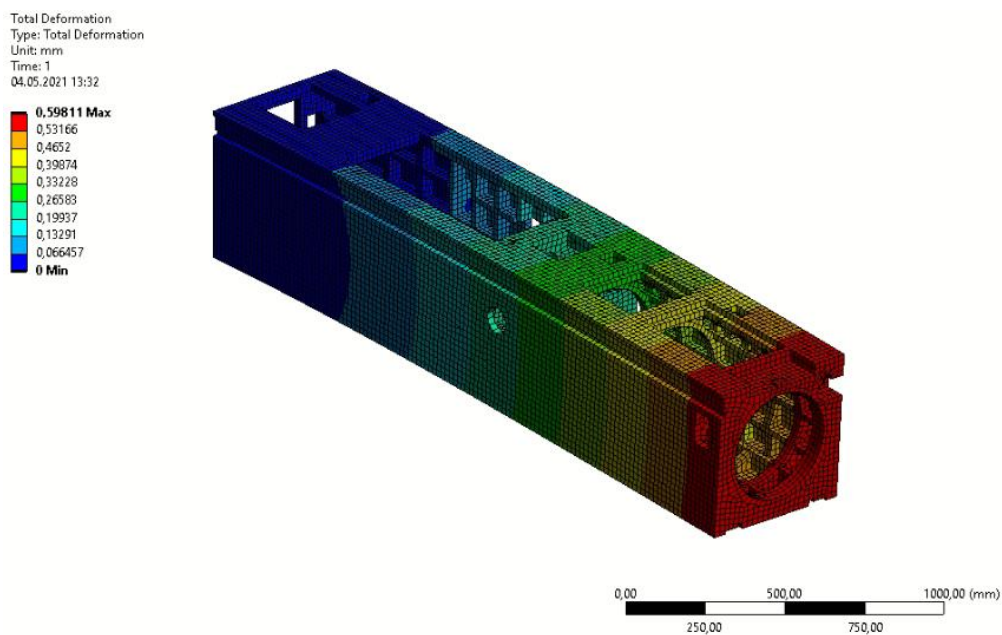
Deformace a tuhost v ose X



Obr. 56) Výsledná deformace vřeteníku v ose X

$$Ks_x = \frac{F_x}{\delta_x} = \frac{20000}{0,7228} = 27670,17156 \frac{N}{mm} = 27,670 \frac{N}{\mu m} \quad (15)$$

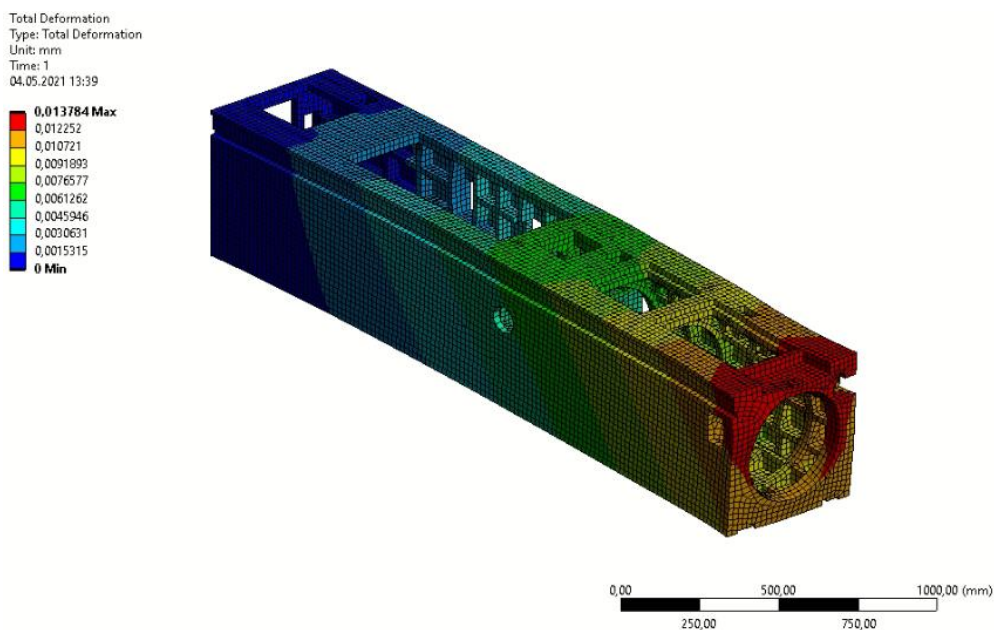
Deformace a tuhost v ose Y



Obr. 57) Výsledná deformace vřeteníku v ose Y

$$K_{SY} = \frac{F_Y}{\delta_Y} = \frac{20000}{0,59811} = 33438,665 \frac{N}{mm} = 33,4387 \frac{N}{\mu m} \quad (16)$$

Deformace a tuhost v ose Z



Obr. 58) Výsledná deformace vřeteníku v ose Z

$$K_{SZ} = \frac{F_Z}{\delta_Z} = \frac{20000}{0,013784} = 1450957,632 \frac{N}{mm} = 1450,9576 \frac{N}{\mu m} \quad (17)$$

Jak bylo předpokládáno, tuhost tělesa vřeteníku je v axiálním směru mnohonásobně vyšší, než je tomu u obou radiálních směrů. Nejméně tuhým směrem je ten radiální, zatížený ve směru X, s výslednou tuhostí $27,670 \frac{N}{\mu m}$. Nadále bude tedy přiřazen k modelu tělesa vřeteníku, určenému k výpočtu, spolu s hmotností 1274,9 kg.

8.3.2 Kuličkový šroub a jeho ložiska

Pro tuto úlohu byl zvolen, jako pohon lineární osy, kuličkový šroub s maticí od společnosti TBI MOTION o průměru 63 mm a k němu příslušná ložiska. Použití kuličkového šroubu, jako pohonu lineární osy vřeteníku, je u horizontálních obráběcích strojů více využívanou variantou. Kuličkový šroub je umístěn u každé varianty na spodní straně tělesa vřeteníku a je z obou stran pevně uložen skrze ložiska a ložiskové domečky. Ložiska, která jsou použita, jsou rozdílného typu, kdy na jedné straně se jedná o kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, která vymezují, jak radiální, tak axiální směr, a na druhé straně se jedná o valivé ložisko, které je vymezeno pouze v radiálním směru. Tato konfigurace uložení se používá z důvodu teplotní roztažnosti kuličkového šroubu. O posuv vřeteníku se pak stará pohyblivá matice, která je připevněna na těleso vřeteníku. Všechny potřebné tuhosti lze najít v tabulce níže (Tabulka 1).

Tabulka 1) Tuhosti jednotlivých součástí kuličkového šroubu [21,22,23]

Tuhosti		
Typ uložení	Axiální tuhost $\left[\frac{N}{\mu m} \right]$	Radiální tuhost $\left[\frac{N}{\mu m} \right]$
Kuličkové ložisko	1400	200
Matice kuličkového šroubu	1520	219
Válečkové ložisko	-	530

Jelikož z hlediska výpočtové náročnosti byla opět celá soustava kuličkového šroubu, matice, všech ložisek a ložiskových domečků, výrazně zjednodušena, bylo nezbytné udělit všem prvkům jejich tuhosti, aby bylo dosaženo co nejvíce reálných výsledků. Abychom měli opravdu jistotu, že u výpočtového modelu postupujeme ohledně soustavy s kuličkových šroubem správně, byla provedena jednoduchá elementární úloha, kdy byla ověřena tuhost soustavy. Tato úloha byla prováděna pomocí modulu Static Structural, kde byla mezi každý z prvku určena reálná tuhost pomocí spojení s názvem Bushing.

Stiffness Coefficients

Stiffness	Per Unit X (mm)	Per Unit Y (mm)	Per Unit Z (mm)	Per Unit Rx (°)	Per Unit Ry (°)	Per Unit Rz (°)
Δ Force X (N)	2,e+005					
Δ Force Y (N)	0,	2,e+005				
Δ Force Z (N)	0,	0,	1,4e+006			
Δ Moment X (N*mm)	0,	0,	0,	0,		
Δ Moment Y (N*mm)	0,	0,	0,	0,	0,	
Δ Moment Z (N*mm)	0,	0,	0,	0,	0,	0,

Obr. 59) Udání tuhosti pro ložisko 1 v radiálním a axiálním směru (kuličkové ložisko)

Stiffness Coefficients

Stiffness	Per Unit X (mm)	Per Unit Y (mm)	Per Unit Z (mm)	Per Unit θ_x (°)	Per Unit θ_y (°)	Per Unit θ_z (°)
Δ Force X (N)	2,19e+005					
Δ Force Y (N)	0,	2,19e+005				
Δ Force Z (N)	0,	0,	1,52e+006			
Δ Moment X (N·mm)	0,	0,	0,	0,		
Δ Moment Y (N·mm)	0,	0,	0,	0,	0,	
Δ Moment Z (N·mm)	0,	0,	0,	0,	0,	0,

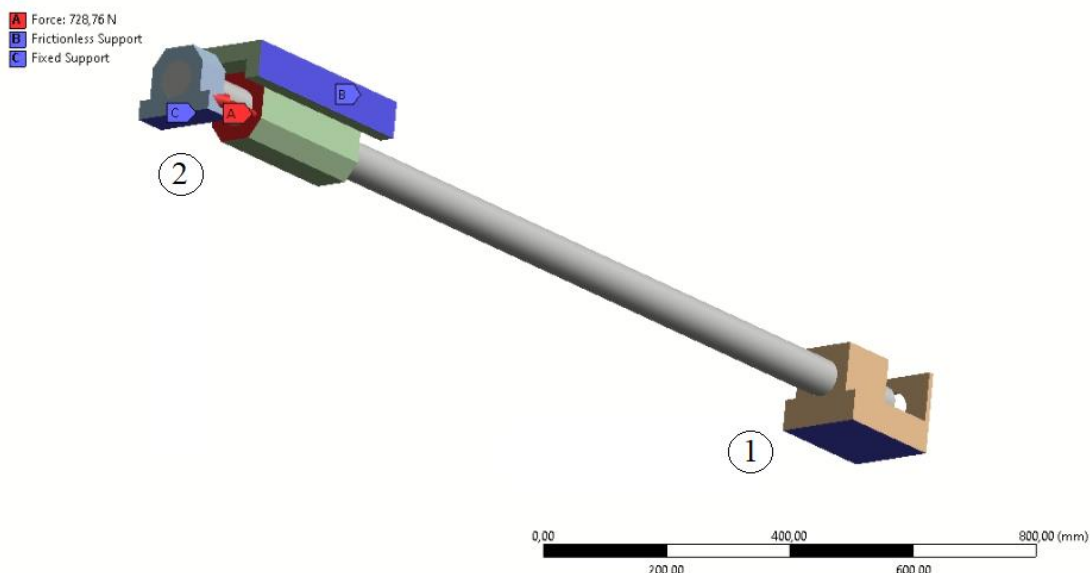
Obr. 60) Udání tuhosti pro matici kul. šroubu v radiálním a axiálním směru

Stiffness Coefficients

Stiffness	Per Unit X (mm)	Per Unit Y (mm)	Per Unit Z (mm)	Per Unit θ_x (°)	Per Unit θ_y (°)	Per Unit θ_z (°)
Δ Force X (N)	5,3e+005					
Δ Force Y (N)	0,	5,3e+005				
Δ Force Z (N)	0,	0,	0,			
Δ Moment X (N·mm)	0,	0,	0,	0,		
Δ Moment Y (N·mm)	0,	0,	0,	0,	0,	
Δ Moment Z (N·mm)	0,	0,	0,	0,	0,	0,

Obr. 61) Udání tuhosti pro ložisko 2 v radiálním směru (válečkové ložisko)

Poté, co byly takto definovány tuhosti jednotlivých prvků, bylo třeba vhodně definovat okrajové podmínky obr. (62).



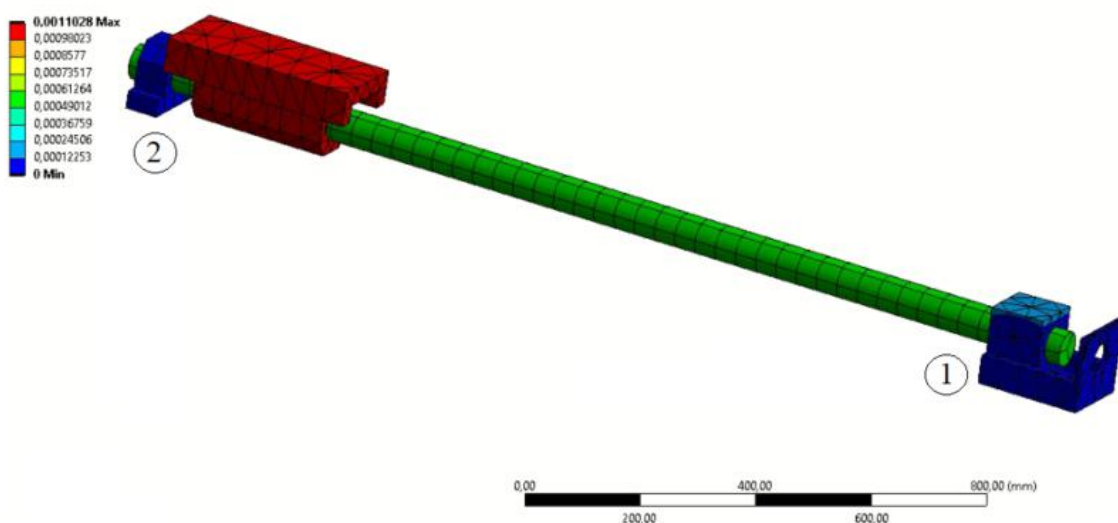
Obr. 62) Okrajové podmínky pro soustavu ložisek a kuličkového šroubu s maticí

Ověření správnosti postupu při modelování této soustavy kuličkového šroubu a jeho ložisek bylo provedeno s využitím zatěžovací síly v axiálním směru. Síla použitá na matici byla 728,76 N. Předpokladem této úlohy je, že pokud bude pružná soustava zatěžována stejnou silou, jaká je nezbytná síla pro posunutí o jeden mikrometr, mělo by výsledné posunutí být téměř totožné.

Tato síla byla získána sčítáním tuhostí pomocí vzorce 1, který je uveden výše v rešeršní části této práce, kdy výpočet je následující:

$$K_s = \frac{1}{K_L} + \frac{1}{K_M} = \frac{K_M \times K_L}{K_L + K_M} = \frac{1520 \times 1400}{1400 + 1520} = 728,76 \frac{N}{\mu m} \quad (18)$$

pro který platí, že K_L je axiální tuhost kuličkového ložiska a K_M je axiální tuhost matice kuličkového šroubu. Válečkové ložisko není vymezeno v axiálním směru, proto zde není uvažováno. Pokud se posléze podíváme na obr. 63, na výsledné posunutí v axiálním směru lze vidět, že došlo k posunutí o jeden mikrometr, jak bylo předpokládáno. Úlohu lze tedy považovat za správně provedenou a lze ji stejným způsobem použít i pro výpočet tuhosti celé soustavy vřeteníku.



Obr. 63) Výsledné posunutí matice kuličkového šroubu v axiálním směru

8.3.3 Motor pro pohon vřetena

Jako motor určený k pohonu vřetena obráběcího stroje byl použit elektromotor Siemens s výkonem 37 kW, kdy hlavním parametrem byla jeho váha, která má vliv dynamické vlastnosti soustavy vřeteníku. Elektromotor použitý při výpočtech byl opět jen velmi zjednodušeným modelem, který byl vytvořen podle jeho základních rozměrů. Důležitým parametrem byla jeho váha 280 kg [24].



Obr. 64) Ilustrační foto hlavního pohonu [24]

8.3.4 Frézovací hlava

Další nezbytnou součástí, která pomocí své váhy dokáže výrazně ovlivnit především dynamické vlastnosti, je frézovací hlava (obr. 65). Pro výpočet byla použita dvouosá frézovací hlava HUI 50 s váhou 440 kg. Tato hlava byla při výpočtu nahrazena hmotným bodem, nacházejícím se na čele tělesa vřeteníku. Naprosto správným postupem by bylo umístění hmotného bodu, nahrazující tuto frézovací hlavu do jejího těžiště, nicméně jelikož je poloha těžiště neznámá a cílem práce bylo především srovnání zvolených variant z hlediska tuhosti jejich vedení, je i tento postup plně dostačující [25].






Obr. 65) Frézovací hlava [25]

8.3.5 Valivé vedení

Jelikož je práce zaměřená na srovnání různých variant kluzných a valivých vedení vřeteníku horizontálního obráběcího stroje, lze právě tento prvek označit za stěžejní, na jehož vlastnostech je výrazně závislá výsledná tuhost soustavy. Pro tuto práci bylo vybráno valivé vedení typu RUE 55 s oběhem válečků od firmy INA Schaeffler. Jedná se o vedení s vozíky, jehož tuhost nepatří mezi ty největší, avšak je vhodné pro porovnání jednotlivých variant a lze na něm jednoznačně vidět rozdíly různých typů vedení. Tuhosti tohoto vedení v jednotlivých směrech lze vidět v tabulce č. 2.

Tabulka 2) Tuhosti vozíků vedení RUE55 v jednotlivých směrech [26]

Tuhost vedení $\left[\frac{\text{N}}{\mu\text{m}} \right]$		
		
2000	1619	1500

Stejně jako v případě kuličkového šroubu a ložisek, bylo z důvodu výpočtové náročnosti valivé vedení výrazným způsobem zjednodušeno a bylo nezbytné se při udělení tuhosti přesvědčit, že se takto vytvořený model bude chovat stejným způsobem, jakým by se dle svých tuhostí reálně choval. Za tímto účelem byla opět provedena kontrola pomocí jednoduché elementární úlohy, kdy se zjednodušený model reálných parametrů zatěžoval určitou silou, s určitým očekávaným výsledkem. Pokud tento zjednodušený model vykazoval reálné chování, bylo možné jej použít v rámci celé soustavy.

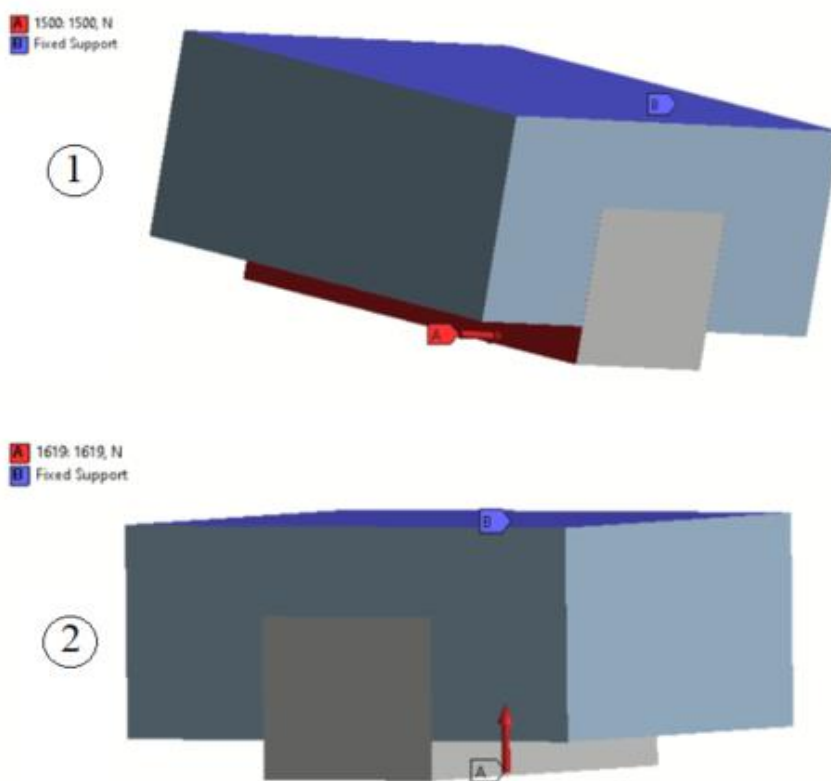
Tuhost valivého vedení byla stejně, jako u kuličkového šroubu, prvkům udělena pomocí typu spojení Bushing v modulu Static Structural. Nastavení tuhostí vedení pomocí funkce Bushing lze vidět na obr. 66.

Stiffness Coefficients

Stiffness	Per Unit X (mm)	Per Unit Y (mm)	Per Unit Z (mm)	Per Unit θ_x (°)	Per Unit θ_y (°)	Per Unit θ_z (°)
Δ Force X (N)	1,5e+006					
Δ Force Y (N)	0,	0,				
Δ Force Z (N)	0,	0,	1,619e+006			
Δ Moment X (N·mm)	0,	0,	0,	1,19e+009		
Δ Moment Y (N·mm)	0,	0,	0,	0,	1,e+010	
Δ Moment Z (N·mm)	0,	0,	0,	0,	0,	1,e+010

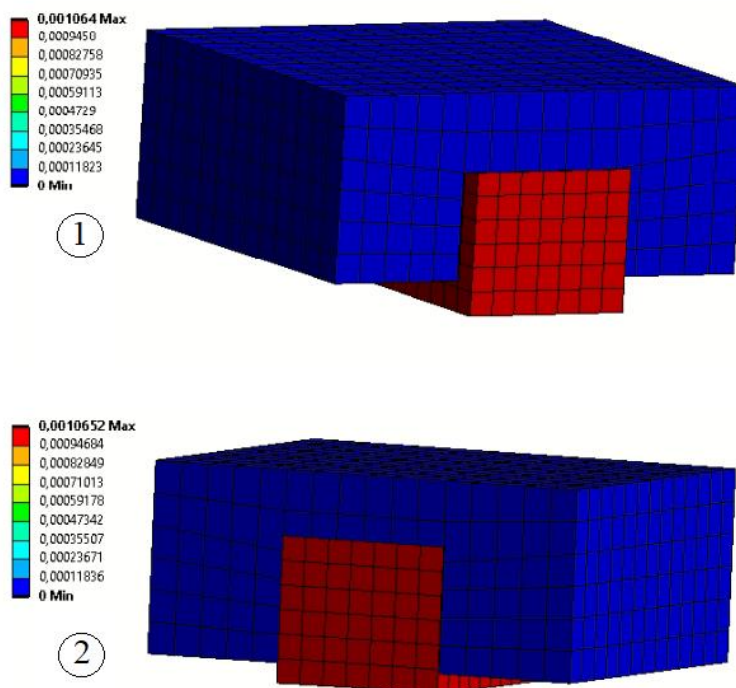
Obr. 66) Nastavení tuhostí vozíků vedení pomocí funkce Bushing

Vhodné nastavení vlastností tuhosti lineárního vedení bylo vyšetřováno pro dva směry s následujícími okrajovými podmínkami, které lze vidět na obrázku 67.



Obr. 67) Zatížení vozíků ve 2 směrech a jejich okrajové podmínky 1) zatížení silou 1500 N 2) zatížení silou 1619 N

Předpokladem pro správný postup a správné nastavení tuhosti pro zjednodušené modely v jednotlivých směrech, bylo, že v případě č. 1, kdy je tuhost jednoho vozíku vedení v tomto směru $1500 \frac{N}{\mu m}$, dojde při zatížení 1500 N o posunutí jeden mikrometr a v případě č. 2, kdy je tuhost jednoho vozíku vedení v tomto směru $1619 \frac{N}{\mu m}$, dojde při zatížení silou 1619 N o posunutí taktéž jeden mikrometr.



Obr. 68) Výsledné deformace valivého vedení

Jak lze vidět na obr. 68, v obou případech došlo opravdu k posunutí o jeden mikrometr, jak bylo předpokládáno a lze tak usuzovat, že tento prvek nabývá reálných vlastností a je možné s ním takto nadále počítat v rámci celé soustavy.

9 VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA

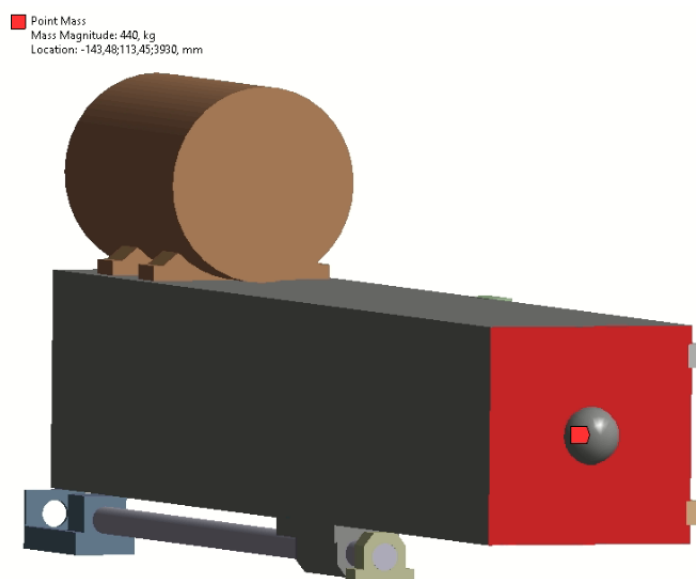
Pro porovnání navržených variant valivého a kluzného vedení vřeteníku horizontálního obráběcího stroje bylo vybráno několik aspektů. Ze statického hlediska to byla deformace a tuhost v radiálních směrech, a z dynamického hlediska byly porovnávány deformace, vybuzené harmonickou silou, vznikající při vlastních frekvencích. Jednalo se vždy o vlastní frekvence, které se projevovaly ohybem na tělese vřeteníku.

9.1 Valivé vedení

Jelikož se u všech navržených variant valivého vedení jedná ve své podstatě totožné úlohy, bylo vždy i nastavení samotné úlohy a okrajových podmínek, až na počet a umístění vedení nebo vozíků, prakticky totožné.

9.1.1 Mechanické vlastnosti

Pomocí modulu Engineering Data byly udány podstatné mechanické vlastnosti k příslušným součástem celé sestavy. Jednalo se především o těleso vřeteníku, kdy byla definována jeho tuhost a váha, motor pohánějící vřeteno, kde byla podstatná jeho hmotnost. Stejným způsobem byla udělena hmotnost i samotnému vedení a pomocí hmotného bodu byla definována váha frézovací hlavy (obr. 69).



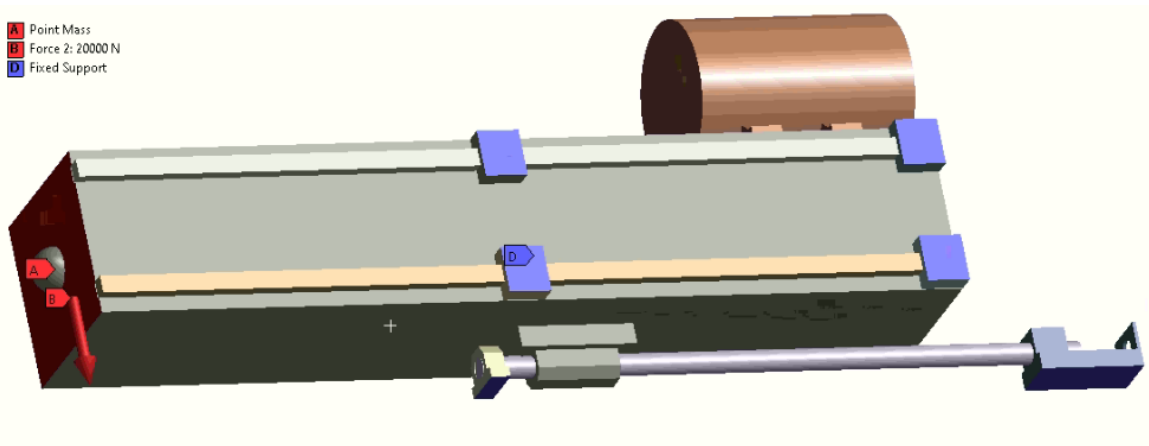
Obr. 69) Ukázka hmotného bodu nahrazující frézovací hlavu

9.1.2 Okrajové podmínky a Static Structural modul

Okrajové podmínky byly pro statickou i dynamickou analýzu nastaveny stejným způsobem. Jak lze vidět na obr. 70, vozíčky valivého vedení použité pro model byly vždy ze strany, které jsou připevněny k saním obráběcího stroje ošetřeny vazbou pevné podpory (Fixed Support), čím bylo dosaženo dokonalé tuhosti ze strany saní horizontálního obráběcího stroje. Stejnou vazbou byly dále ošetřeny domky od ložisek kuličkového šroubu. Dotykové plochy modelu motoru, matice kuličkového šroubu a kolejnic valivého vedení s tělesem vřeteníku byly definovány jako Bonded contact neboli pevné spojení. Veškeré tuhosti pro vozíky a kuličkový šroub s ložisky byly uděleny stejným způsobem, jaký lze vidět v předchozích kapitolách diplomové práce.

Pro výpočet posunutí ve směrech X a Y byl použit modul Static Structural, kdy docházelo k zatěžování čela vřeteníku v těchto směrech statickou silou 20 000 N. Znázornění

působení síly lze opět vidět na obr. 70. Zatěžování bylo prováděno v radiálních směrech těchto os X a Y, na kterých bylo odečítáno i posunutí.



Obr. 70) Ukázka nastavení okrajových podmínek na modelu varianty č. 1 se 2 vozíky

9.1.3 Modul Modal a jeho nastavení

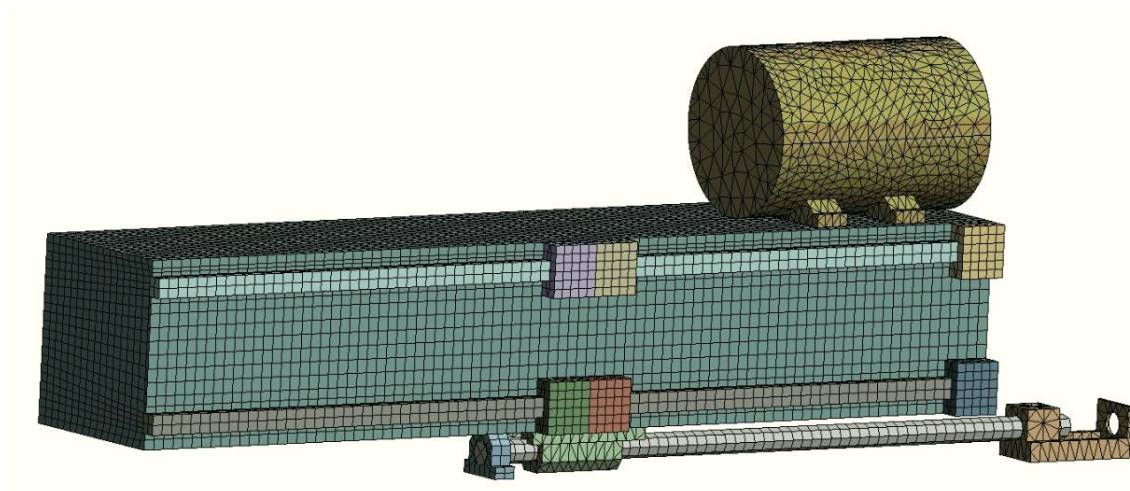
V případě nastavení modulu Modal, který byl použit pro výpočet vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitů sestavy vřeteníku, se jednalo o zjištění těch vlastních frekvencí, které byly nezbytné pro porovnání dynamických vlastností jednotlivých navržených variant. Jak bylo řečeno výše, hledanými frekvencemi byly takové, které se projevovaly ohybem v radiálních směrech. Zjištěné vlastní frekvence a tvary kmitů byly dále použity v modulu Harmonic Response.

9.1.4 Modul Harmonic Response

Modul Harmonic Response byl použit pro výpočet frekvenčních přenosových funkcí v místě čela vřeteníku v zatěžovacích směrech X a Y. Budící silou byla opět síla 20 000 N. Za účelem snížení výpočtového času byly vždy vyšetřovány pouze frekvence v okolí zkoumaných vlastních frekvencí, které se odlišovaly pro každou z určených variant. Takto zkoumané okolí bylo vždy rozděleno po 1 Hz. Pro výpočet byl použit tlumicí poměr 0,02, který je pro tento typ úloh na obráběcích strojích charakteristický.

9.1.5 Volba vhodné sítě

Jelikož je řešená úloha opravdu objemná, je důležitá vhodná volba nastavení sítě, aby výpočet proběhl adekvátně a s dostatečnou přesností, a zároveň, aby z důvodu velkého počtu modelů a jejich variant proběhl poměrně rychle. Výsledná použitá síť se skládala z prvků o velikosti jednoho elementu 40 mm. Takto zvolená síť zaručovala vysokou rychlost výpočtu v řádech průměrně asi dvou nebo tří minut a lze říct, že i dostatečně přesný výsledek. Při použití sítě jemnější, kdy se velikost jednoho elementu rovnala 30 mm, se výpočtový čas zvýšil do řádů desítek minut a rozdíl ve výsledku byl menší než půl procenta.



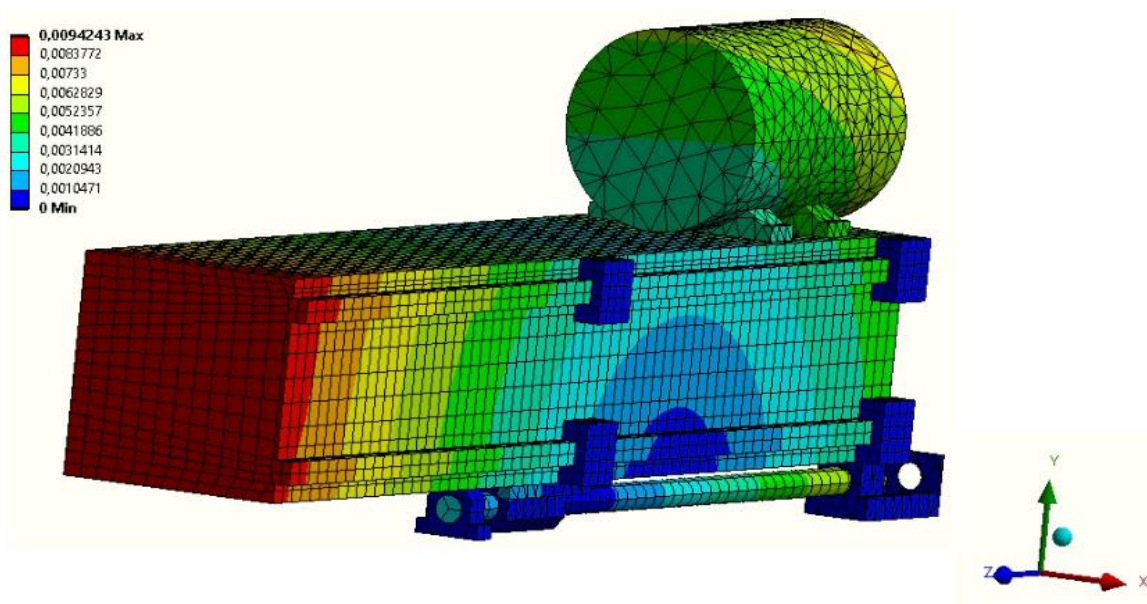
Obr. 71) Zvolené síťování modelů valivého vedení, ukázané na variantě č. 1 se 3 vozíky

9.1.6 Výsledky pro jednotlivé varianty valivého vedení

Pro názornou ukázkou odečítání výsledků ze softwaru ANSYS, je zde prezentován postup na variantě číslo 1, kde jsou názorně ukázány deformace a frekvenční přenosové funkce. Pro další z variant, u kterých se postupovalo totožným způsobem, jsou výsledky popsány pouze v příložených tabulkách.

Varianta č.1–2 vozíky na jedné kolejnici

Statika-deformace a tuhost

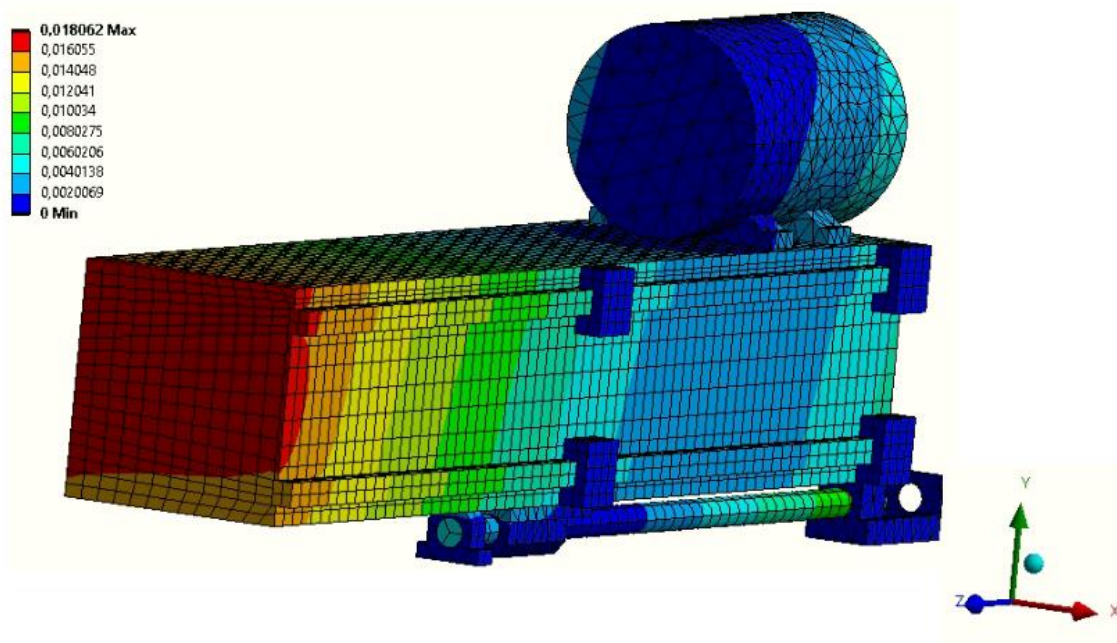


Obr. 72) Deformace způsobená statickým zatížením ve směru Y

Na obr. 72 lze vidět posunutí vyvolané silou 20 000 N působící ve směru osy Y. Deformace, která byla měřena na čele vřeteníku, se rovnala posunutí 0,0094243 mm.

Pomocí získané deformace byla dále vypočítána statická tuhost v tomto směru:

$$K_{sY} = \frac{F_Y}{\delta_Y} = \frac{20000}{0,0094243} = 2122173,53 \frac{N}{mm} = 2122,1735 \frac{N}{\mu m} \quad (19)$$



Obr. 73) Deformace způsobená statickým zatížením ve směru X

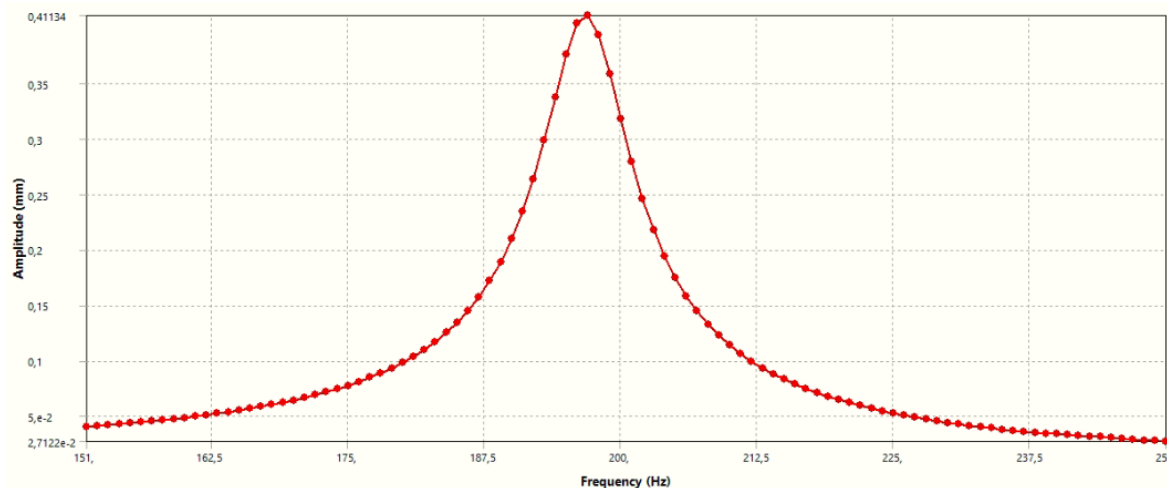
Naprosto stejným způsobem se postupovalo pro získání tuhosti ve směru X (obr. 73), s tím rozdílem, že zatěžovací síla působila ve směru X. Deformace se tedy rovnala 0,018062 mm.

$$K_{sX} = \frac{F_X}{\delta_X} = \frac{20000}{0,018062} = 1107297,088 \frac{N}{mm} = 1107,2971 \frac{N}{\mu m} \quad (20)$$

Dynamika-deformace a tuhost

Jak již bylo poznamenáno výše, pro srovnání jednotlivých variant z hlediska dynamického, byly vybrány dvě vlastní frekvence, jedna v ohybu ve směru X a druhá ve směru Y. Byla použita vyvolávací harmonická síla opět o velikosti 20 000 N, působící ve směru X a ve směru Y. Z grafu frekvenční přenosové funkce byla odečtena maximální amplituda a použita pro výpočet tuhosti. Měření bylo opět prováděno ve všech případech na čele vřeteníku.

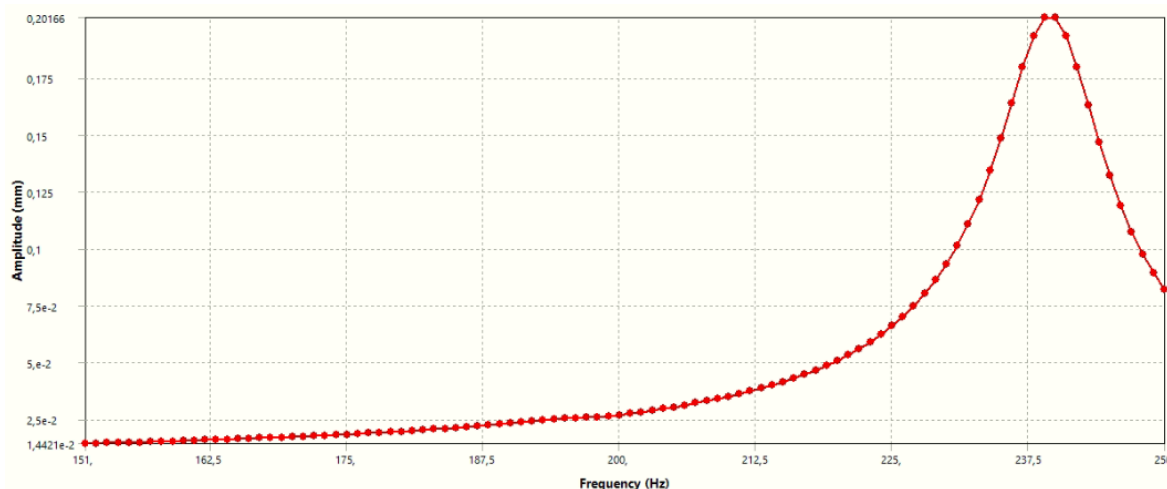
Na obr. 74 a obr. 75 můžeme vidět grafy frekvenčních přenosových funkcí pro vlastní frekvenci 197 Hz a 240 Hz, projevujících se ohybem. Na obr. 74 můžeme vidět amplitudu vznikající při vyvolání harmonické síly ve směru X, která se rovná 0,41134 mm a na obr. 75 lze vidět maximální amplitudu při použití harmonické síly působící ve směru Y, která se rovná 0,20166.



Obr. 74) Maximální amplituda při zatížení ve směru X, první vlastní frekvence 197 Hz

Hodnoty maximální amplitudy byly opět použity pro výpočet dynamické tuhosti. Výpočet při harmonickém zatížení ve směru X lze vidět z rovnice č. 21.

$$Kd_X = \frac{F_X}{\Delta_{Xmax}} = \frac{20000}{0,41134} = 48621,57826 \frac{N}{mm} = 48,6216 \frac{N}{\mu m} \quad (21)$$



Obr. 75) Maximální amplituda při zatížení ve směru Y, druhá vlastní frekvence 240 Hz

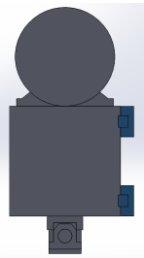
Výpočet dynamické tuhosti při zatížení harmonickou silou ve směru Y lze vidět z následující rovnice č. 22.

$$Kd_Y = \frac{F_Y}{\Delta_{Ymax}} = \frac{20000}{0,20166} = 99176,83229 \frac{N}{mm} = 99,1768 \frac{N}{\mu m} \quad (22)$$

Veškeré výsledné hodnoty získané tímto způsobem pro tuto variantu vedení jsou zaneseny do tabulky 3, stejně jako v tabulkách níže výsledky pro ostatní navržené varianty valivého vedení.

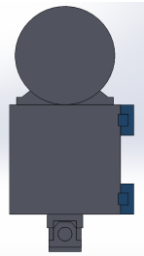
Varianta č.1–2 vozíky na jedné kolejnici

Tabulka 3) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č.1 se 2 vozíky

	Statika		Dynamika			
	Deformace [mm]	Tuhost [N/μm]	Deformace (max. amplituda) [mm]		Tuhost [N/μm]	
			Vlastní frekvence ohyb v ose X [197 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [240 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose X [197 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [240 Hz]
Síla ve směru X	0,018062	1107,2971	0,41134	-	48,6216	-
Síla ve směru Y	0,0094243	2122,1735	-	0,20166	-	99,1768

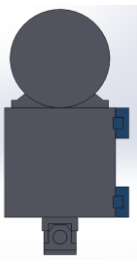
Varianta č.1–3 vozíky na jedné kolejnici

Tabulka 4) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č.1 se 3 vozíky

	Statika		Dynamika			
	Deformace [mm]	Tuhost [N/μm]	Deformace (max. amplituda) [mm]		Tuhost [N/μm]	
			Vlastní frekvence ohyb v ose X [214 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [260 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose X [214 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [260 Hz]
Síla ve směru X	0,01548	1291,9897	0,34756	-	57,544	-
Síla ve směru Y	0,0079806	2506,0772	-	0,16732	-	119,5314

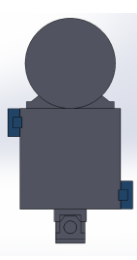
Varianta č.1–4 vozíky na jedné kolejnici

Tabulka 5) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č.1 se 4 vozíky

	Statika		Dynamika			
	Deformace [mm]	Tuhost [N/μm]	Deformace (max. amplituda) [mm]		Tuhost [N/μm]	
			Vlastní frekvence ohyb v ose X [236 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [295 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose X [236 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [295 Hz]
Síla ve směru X	0,013005	1537,87	0,28922	-	69,1515	-
Síla ve směru Y	0,0063131	3168,0157	-	0,1232	-	162,3376

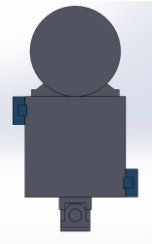
Varianta č.2–3 vozíky na jedné kolejnici

Tabulka 6) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č.2 se 3 vozíky

	Statika		Dynamika			
	Deformace [mm]	Tuhost [N/μm]	Deformace (max. amplituda) [mm]		Tuhost [N/μm]	
			Vlastní frekvence ohyb v ose X [215 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [245 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose X [215 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [245 Hz]
Síla ve směru X	0,016586	1205,8362	0,35108	-	56,9671	-
Síla ve směru Y	0,012613	1585,6656	-	0,22106	-	90,4732

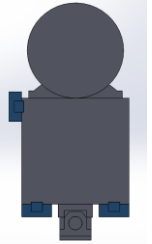
Varianta č.2–4 vozíky na jedné kolejnici

Tabulka 7) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č.2 se 4 vozíky

	Statika		Dynamika			
	Deformace [mm]	Tuhost [N/μm]	Deformace (max. amplituda) [mm]		Tuhost [N/μm]	
			Vlastní frekvence ohyb v ose X [244 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [296 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose X [244 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [296 Hz]
Síla ve směru X	0,012185	1641,3623	0,27054	-	73,9262	-
Síla ve směru Y	0,006292	3178,6395	-	0,1239	-	161,421

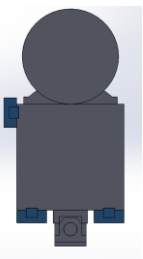
Varianta č.3–3 vozíky na jedné kolejnici

Tabulka 8) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č.3 se 3 vozíky

	Statika		Dynamika			
	Deformace [mm]	Tuhost [N/μm]	Deformace (max. amplituda) [mm]		Tuhost [N/μm]	
			Vlastní frekvence ohyb v ose X [289 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [278 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose X [289 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [278 Hz]
Síla ve směru X	0,0092307	2166,6829	0,19571	-	102,192	-
Síla ve směru Y	0,0070132	2851,7652	-	0,14285	-	140,007

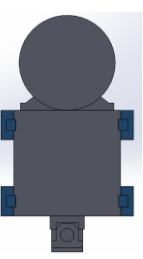
Varianta č.3–4 vozíky na jedné kolejnici

Tabulka 9) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č.3 se 4 vozíky

	Statika		Dynamika			
	Deformace [mm]	Tuhost [N/μm]	Deformace (max. amplituda) [mm]		Tuhost [N/μm]	
			Vlastní frekvence ohyb v ose X [318 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [309 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose X [318 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [309 Hz]
Síla ve směru X	0,0078813	2537,6524	0,16189	-	123,5407	-
Síla ve směru Y	0,0057714	3465,3637	-	0,10913	-	183,2677

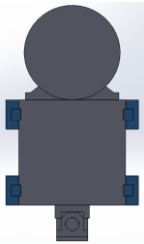
Varianta č.4–3 vozíky na jedné kolejnici

Tabulka 10) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č.4 se 3 vozíky

	Statika		Dynamika			
	Deformace [mm]	Tuhost [N/μm]	Deformace (max. amplituda) [mm]		Tuhost [N/μm]	
			Vlastní frekvence ohyb v ose X [290 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [335 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose X [290 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [335 Hz]
Síla ve směru X	0,0087307	2290,7671	0,18689	-	107,0148	-
Síla ve směru Y	0,0046803	4273,2303	-	0,075468	-	265,0129

Varianta č.4 – 4 vozíky na jedné kolejnici

Tabulka 11) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č.4 se 4 vozíky

	Statika		Dynamika			
	Deformace [mm]	Tuhost [N/μm]	Deformace (max. amplituda) [mm]		Tuhost [N/μm]	
			Vlastní frekvence ohyb v ose X [320 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [357 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose X [320 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [357 Hz]
Síla ve směru X	0,0074258	2693,3125	0,15461	-	129,3577	-
Síla ve směru Y	0,0041012	4876,6215	-	0,056016	-	357,0408

9.2 Kluzné vedení

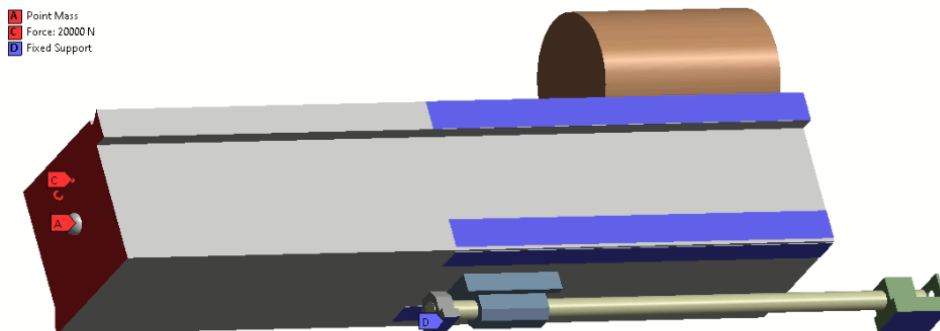
Stejně jako u valivého vedení se i u všech tří variant jedná o úlohy s totožným postupem řešení a okrajovými podmínkami. V případě kluzného vedení bylo taktéž nastavení modulů Static Structural, Modal a Harmonic Response provedeno totožným způsobem, jako v případě valivého vedení.

9.2.1 Mechanické vlastnosti

Mechanické vlastnosti modelů byly opět nastaveny pomocí modulu Engineering Data, kdy byly opět přiděleny podstatné vlastnosti všem součástem modelu. Nastavení vlastností bylo z větší části totožné, jako v případě valivého vedení. Jediným rozdílem zde byla záměna valivého vedení a kluzné turcitové plochy, u nichž bylo nezbytné formulovat jejich mechanické vlastnosti, jelikož právě tyto plochy hlavním podílem definují tuhost stykových ploch tělesa vřeteníku a saní obráběcího stroje. Pro řešení úloh byly použity turcitové pásy o tloušťce 2,5 mm, hustoty 1460 kg/m³ a Youngovu modulu 1000 MPa. Tyto pásy uvažovány po celé délce saní.

9.2.2 Okrajové podmínky

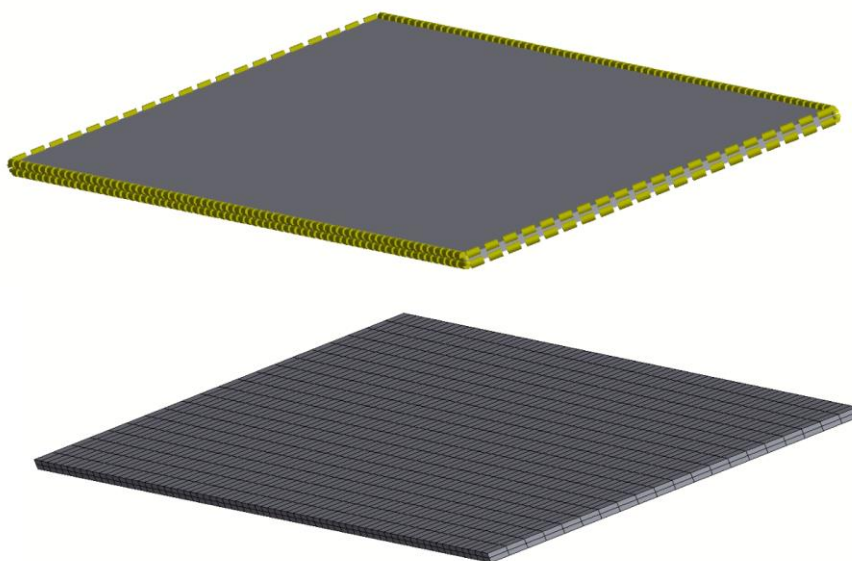
V případě okrajových podmínek byla snaha co nejvíce se přiblížit podmínkám použitým v případě valivého vedení. Pro statickou a dynamickou analýzu byly opět nastaveny totožným způsobem. V případě variant kluzného vedení došlo k jedinému rozdílu, kdy valivé vozíky nahradily stykové plochy tělesa vřeteníku a turcitových pásů. Právě spojení turcitových pásů a tělesa vřeteníku bylo ošetřeno vazbou No Separation, která je definována tím způsobem, že může docházet k pohybu po plochách styku, ale nemůže dojít k separaci těchto stykových ploch. V místě, kde se turcitové pásy pevně spojují se saněmi obráběcího stroje, byla použita opět vazba Fixed Support, která simulovala dokonale tuhé prostředí. Zbýlé součásti sestavy vřeteníku a jejich stykové plochy byly definovány naprosto totožným způsobem, jako v případě valivého vedení. Na obr. 76 lze vidět okrajové podmínky pro jednu z navržených variant. Postup při určování okrajových podmínek byl pro všechny modely kluzného vedení totožný.



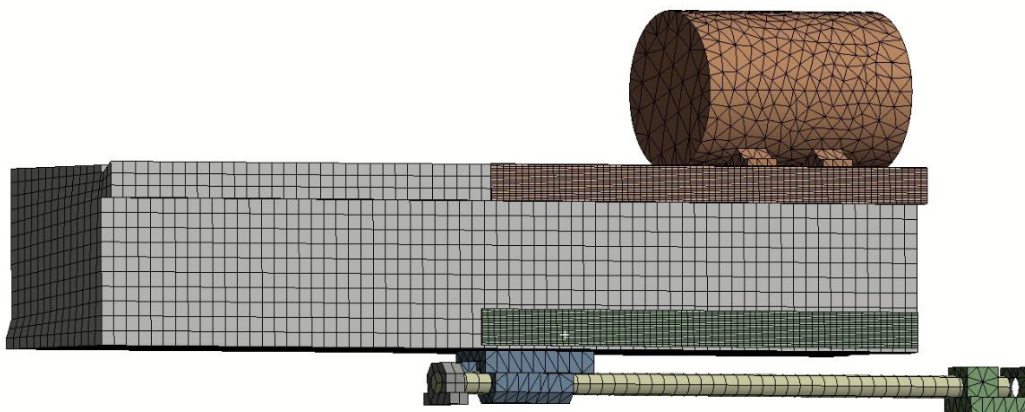
Obr. 76) Ukázka nastavení okrajových podmínek na modelu varianty č. 5

9.2.3 Volba vhodné sítě

I v tomto případě bylo z hlediska velkého objemu modelu zvolit vhodnou síť, která by zajistila dostatečně přesný výsledek, ale zároveň zajistila dostatečně rychlý výpočet. V případě kluzných variant nastal drobný problém při síťování právě kvůli velkému rozdílu objemu tělesa vřeteníku a tenkých turcitových pásů. Bylo nezbytné rozdělit tloušťku turcitových pásů alespoň na několik prvků, proto byla použita funkce Edge Sizing, jako můžeme vidět na obr. 77. Síť použitá pro zbytek sestavy byla o velikosti elementu 40 mm, kdy z důvodu jejího zjemnění na modelech turcitových pásů se již výpočtový čas v porovnání s modely valivých variant vedení zvýšil na až téměř 10 minut. Nicméně při dalším zjemnění sítě na velikost elementu 30 mm se již výpočtový čas pohyboval v řádech několika desítek minut, přičemž změna výsledných hodnot se pohybovala okolo jednoho procenta, proto lze označit velikost prvku sítě 40 mm za dostatečnou.



Obr. 77) Ukázka zjemnění sítě pomocí Edge Sizing na turcitových pásech



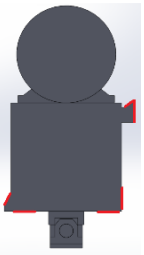
Obr. 78) Zvolené síťování modelů kluzného vedení, ukázané na variantě č. 5

9.2.4 Výsledky pro jednotlivé varianty kluzného vedení

Z důvodu naprosto totožného způsobu odečítání deformací, maximálních amplitud z frekvenčních přenosových funkcí a výpočtů tuhosti, jako již bylo prezentováno v předchozí kapitole zaměřené na valivé vedení, jsou následující výsledky všech variant kluzného vedení prezentovány pouze formou tabulek.

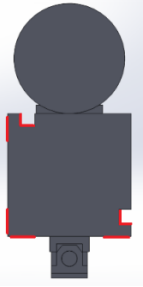
Varianta č.5-4 kluzné plochy a 2 přítlačné lišty

Tabulka 12) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č.5

	Statika		Dynamika			
	Deformace [mm]	Tuhost [N/μm]	Deformace (max. amplituda) [mm]		Tuhost [N/μm]	
			Vlastní frekvence ohyb v ose X [1155 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [1431 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose X [1155 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [1431 Hz]
Síla ve směru X	0,0019433	10291,7717	0,01447	-	1382,17	-
Síla ve směru Y	0,00076177	26254,6438	-	0,0069228	-	2889,0044


Varianta č.6-4 kluzné plochy a 2 přítlačné lišty

Tabulka 13) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č. 6

	Statika		Dynamika			
	Deformace [mm]	Tuhost [N/μm]	Deformace (max. amplituda) [mm]		Tuhost [N/μm]	
			Vlastní frekvence ohyb v ose X [1161 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [1364 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose X [1161 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [1364 Hz]
Síla ve směru X	0,0019954	10023,053	0,016306	-	1226,5424	-
Síla ve směru Y	0,00099368	20127,2039	-	0,012143	-	1647,0394

Varianta č.7-8 kluzných ploch

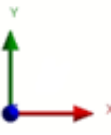




Tabulka 14) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č. 7

	Statika		Dynamika			
	Deformace [mm]	Tuhost [N/μm]	Deformace (max. amplituda) [mm]		Tuhost [N/μm]	
			Vlastní frekvence ohyb v ose X [873 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [879 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose X [873 Hz]	Vlastní frekvence ohyb v ose Y [879 Hz]
Síla ve směru X	0,0013457	14862,1535	0,024267	-	824,1645	-
Síla ve směru Y	0,0013021	15359,8034	-	0,023229	-	860,9927




10 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

10.1 Statické zatížení

Tabulka 15) Srovnání výsledných tuhostí, pro všechny varianty valivého vedení, při statickém zatěžování

Valivé vedení-tuhost					
					
počet v.	Směr osy zatěžování	[N/μm]	[N/μm]	[N/μm]	[N/μm]
2 vozičky	X	1 107,2971			
	Y	2 122,1735			
3 vozičky	X	1 291,9897	1 205,8362	2 166,6829	2 290,7671
	Y	2 506,0772	1 585,6656	2 851,7652	4 273,2303
4 vozičky	X	1 537,8700	1 641,3623	2 537,6524	2 693,3125
	Y	3 168,0157	3 178,5385	3 465,3637	4 876,6215

Tabulka 16) Srovnání výsledných tuhostí, pro všechny varianty kluzného vedení, při statickém zatěžování

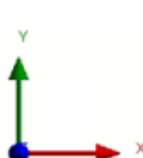




Kluzné vedení-tuhost			
			
Směr osy zatěžování	Varianta 5	Varianta 6	Varianta 7
	[N/μm]	[N/μm]	[N/μm]
X	10 291,7717	10 023,0530	14 862,1535
Y	26 254,6438	20 127,2039	15 359,8034

V tabulce 15 a tabulce 16 jsou zaneseny výsledné hodnoty radiálních tuhostí jednotlivých navržených variant valivého a kluzného vedení vřeteníku, při zatížení statickou silou ve směru osy X a směru osy Y. Již na první pohled lze vidět, že u variant s kluzným vedením, co se statické tuhosti týče, se tuhost celé soustavy dostává do hodnot, které jsou několikanásobně vyšší. Očekávaným výsledkem pro valivé vedení je, jak můžeme vidět v tabulce 15, zvyšující se hodnoty tuhosti, se zvyšujícím se počtem vedení nebo se zvyšujícím se počtem vozíků na něm. Zároveň si lze povšimnout, že u variant valivého vedení se význam zvyšujícího se počtu vozíků projevuje především u těch s nižším počtem vedení (kolejnic), než je tomu u variant s jejich vyšším počtem. Za povšimnutí stojí i srovnání zatěžování silou ve





směru X u varianty 3 a 4, kdy lze vidět, že i přes nižší počet vedení a tím i vozíků, je rozdíl statických tuhostí velmi malý. Očekávaným závěrem je, že nejvíce tuhou variantou u valivého vedení je ta se čtyřmi vedeními, kde na každém z nich jsou 4 vozíky. U kluzného to pak lze říci, že co se zatěžování ve směru X týče, je nejvíce tuhou varianta 7, naopak co se zatěžování v ose Y týče, byly více tuhými variantami ty, kde bylo využito přítlačných lišt, konkrétně tou nejvíce tuhou v tomto směru byla varianta 5.

10.2 Dynamické zatížení pro vlastní frekvence-ohyb v ose X a Y

Tabulka 18) Srovnání výsledných tuhostí, pro všechny varianty valivého vedení, při dynamickém zatěžování

Valivé vedení-tuhost									
									
		Varianta 1		Varianta 2		Varianta 3		Varianta 4	
		Vlastní frekvence-ohyb v ose X	Vlastní frekvence-ohyb v ose Y	Vlastní frekvence-ohyb v ose X	Vlastní frekvence-ohyb v ose Y	Vlastní frekvence-ohyb v ose X	Vlastní frekvence-ohyb v ose Y	Vlastní frekvence-ohyb v ose X	Vlastní frekvence-ohyb v ose Y
	Směr osy zatěžování	[N/μm]	[N/μm]	[N/μm]	[N/μm]	[N/μm]	[N/μm]	[N/μm]	[N/μm]
2 vozíčky	X	48,6204	-						
	Y	-	99,1522						
3 vozíčky	X	57,5440	-	56,9671	-	102,1920	-	107,0148	-
	Y	-	119,5314	-	90,4732	-	140,0070	-	265,0130
4 vozíčky	X	69,1515	-	73,9262	-	123,5407	-	129,3577	-
	Y	-	162,3377	-	161,4205	-	183,2677	-	357,0408

Tabulka 17) Srovnání výsledných tuhostí, pro všechny varianty kluzného vedení, při dynamickém zatěžování

Kluzné vedení-tuhost						
						
	Varianta 5		Varianta 6		Varianta 7	
	Vlastní frekvence-ohyb v ose X	Vlastní frekvence-ohyb v ose Y	Vlastní frekvence-ohyb v ose X	Vlastní frekvence-ohyb v ose Y	Vlastní frekvence-ohyb v ose X	Vlastní frekvence-ohyb v ose Y
Směr osy zatěžování	[N/μm]	[N/μm]	[N/μm]	[N/μm]	[N/μm]	[N/μm]
X	1 382,1700	-	1 226,5424	-	824,1645	-
Y	-	2 889,0044	-	1 647,0394	-	860,9927

V tabulce 17 a tabulce 18, lze vidět opět radiální tuhosti jednotlivých navržených variant valivého a kluzného vedení vřeteníku, které byly v tomto případě zjišťovány při použití kolísavé síly za vlastních frekvencí projevujících se ohybem v osách X a Y. U dynamického

zatěžování lze vidět, že v některých případech jsou rozdíly dynamických tuhostí mezi kluzným a valivým vedením ještě markantnější, než tomu bylo v případě statického zatěžování. Jednotlivé vlastní frekvence pro ohyb v obou osách se při zvyšující se tuhosti, jak lze vidět v tabulkách v předchozí kapitole, zvyšovaly, což je taky očekávaným jevem dle vzorce 8 uvedeného v kapitole 3.2 rešeršní části práce. V případě dynamické tuhosti stejně, jako v případě statické tuhosti, si lze na výsledcích všimnout, že tuhost v ose Y je vždy vyšší, než je tomu v ose X. Co se srovnání jednotlivých variant z hlediska dynamické tuhosti týče, lze vidět, že se výsledky řídily obdobným trendem, jako je popsáno u statické tuhosti.

Stejně jako je tomu v případě valivého vedení, kdy má počet a uspořádání vedení vliv na výslednou tuhost, tak je tomu i u kluzného vedení, kdy má ale uspořádání kluzných ploch a přítlačných lišt ještě větší vliv na tuhost než jejich počet. Jak lze vidět u varianty 5, která má ze všech tří variant nejméně stykových ploch, její dynamická tuhost je nejvyšší.

11 ZÁVĚR

Tato práce se zabývala návrhem a optimalizací vřeteníku obráběcího stroje. Mezi cíle práce patřilo provést rešerši v oblasti obráběcích strojů a CNC obráběcích strojů, stanovení vhodných variant po analýze, provedení výpočtových modelů, jejich vyhodnocení a závěr. Rešeršní část práce byla rozdělena do několika kapitol, kdy první z nich byla zaměřena na obecné seznámení s obráběcími a CNC obráběcími stroji a jejich rozdělení. V dalších kapitolách byla podrobně rozebrána problematika statických, dynamických a teplotních tuhostí obráběcích strojů, kde byly shrnuty vlivy jednotlivých jevů ovlivňujících výslednou tuhost a s tím spojenou přesnost a kvalitu obrábění. Následující kapitola se zabývala neméně důležitým tématem, a to jednotlivými materiály, které jsou při stavbě strojů používány. Poslední kapitolou rešeršní části této diplomové práce bylo seznámení se s různými konstrukčními provedeními vřeteníků obráběcích strojů, především z hlediska různých typů jeho vedení, náhonů lineárních os nebo různých typů pohonu hlavního vřetená.

Samotná práce pak byla z důvodu velkého rozsahu této problematiky zaměřena na různé typy vedení, konkrétně se jednalo o kluzné a valivé vedení. Prvním krokem bylo stanovení různých variant pro analýzu, kdy byly na základě trhu vybrány celkem 4 varianty pro valivé vedení s různým počtem vozíků a 3 varianty kluzného vedení. Pro každou z variant byl vytvořen model, kterému byly přiděleny reálné vlastnosti jednotlivých součástí a pomocí programu ANSYS byla provedena analýza statických a dynamických tuhostí pro vřeteník za maximálního vysunutí. Výsledkem bylo srovnání tuhostí jednotlivých variant.

Jak lze vidět ze získaných výsledků, co se radiální, statické a dynamické tuhosti týká, je na tom kluzné vedení podstatně lépe než valivé, a to ve všech navržených variantách. Nutno ovšem říci, že i přes nezpochybnitelnou důležitost toho aspektu, co se vedení vřeteníku obráběcího stroje týče, nelze jednoduše označit kluzné vedení za lepší. Konstrukce vřeteníku a jeho vedení je komplexní záležitostí, do které vstupuje spousta faktorů. Je na snaze konstruktéra zvolit co nejlepší variantu, vzhledem k účelu, ke kterému je obráběcí stroj konstruován. Je také nutno poznamenat, že výsledky dosažené při analýze byly získány za použití valivého vedení, které lze označit za jedno z těch méně tuhých, které lze na trhu najít. Zvýšení tuhosti by v případě valivého vedení tak bylo možné volbou více tuhých provedení, většího počtu vozíků, nebo také pomocí tlumících vozíků.

V dnešní době převládá názor, že valivé vedení je lepší, a to především z toho důvodu, že umožňuje rychloposuvy, vysokou dynamiku obrábění, plynulé obrábění, oproti kluznému vedení zde nemůže dojít k trhavým pohybům (slip-stick), což je velká nevýhoda kluzného vedení, a v neposlední řadě umožňuje vysokou opakovatelnou přesnost a přesnost polohování. Dalším z faktorů, který má stále větší vliv na volbu typu vedení, je nezbytnost zkušeného a vyškoleného odborného pracovníka, jehož úkolem je zaškrabávání kluzných ploch a kterých je stále méně. Nicméně, jak můžeme vidět z výsledků práce, i kluzné vedení si stále dokáže najít využití, a to především u větších strojů, díky své vysoké únosnosti a vyššímu axiálnímu a radiálnímu zatížení, které dovoluje. Právě toto jsou vlastnosti, které ukazují, že i přes stále se zvyšující tendenci používání valivého vedení jsou zde aplikace, kdy může být kluzné vedení více než vhodnou variantou vedení vřeteníku a tato metoda by měla být při nejmenším vždy stranou konstruktéra zvažena, a to především pokud se jedná o velké obráběcí stroje.

12 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů IV.0. Praha: MM publishing, 2018. MM speciál. ISBN 978-80-906310-8-3.

[2] BORSKÝ, Václav. Obráběcí stroje. Brno: Nakladatelství VUT, 1992, 216 s. : il., grafy, schémata. ISBN 80-214-0470-1.

[3] Rozbor tuhosti obráběcích strojů. Zkušebna VUOS [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: http://www.zkusebnavuos.cz/index_soubory/Page641.htm

[4] BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991, 214 s.: il. tabulky, grafy. ISBN 80-214-0361-6.

[5] HONDA, Masanori a Takeshi YASUI. A Study on the Rigidity of Machine Tools. Bulletin of JSME [online]. 1965, (8), 239-251 [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1299/jsme1958.8.239>

[6] HERMANŠKY, Dominik a Jiri MAREK. Steel-concrete Composite Material in CNC Machine Tool Structures. Acta Mechanica Slovaca [online]. 2016, **20**(2), 56-60 [cit. 2021-5-18]. ISSN 13352393. Dostupné z: [doi:10.21496/ams.2016.015](https://doi.org/10.21496/ams.2016.015)

[7] LAŠOVÁ, Václava. KKS/ZSVS základy stavby obráběcích strojů [online]. 1. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012 [cit. 2021-5-18]. ISBN 978-80-261-0126-0.

[8] DESIGN OF MACHINE TOOL STRUCTURE AND ANALYSIS. DESIGN OF MACHINE TOOL STRUCTURE AND ANALYSIS [online]. , 50-89 [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://www.coursehero.com/file/41565214/11-chapter-3pdf/>

[9] RUSSELL, Daniel. Regions of Resonance. Acoustics and Vibration Animations [online]. The Pennsylvania State University, 2019 [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://www.acs.psu.edu/drussell/Demos/Resonance-Regions/Resonance.html>

[10] STEPHENSON, David A a John S AGAPIOU. Metal Cutting Theory and Practice. 3. CRC Press, 2016. ISBN 9781466587533. Dostupné z: [doi:10.1201/9781315373119](https://doi.org/10.1201/9781315373119)

[11] KASHYAPI, Gautam, Suhas MOHITE a Nachiket BELWALKAR. Formation of Stability Lobe Diagram (SLD) for Chatter Free Milling on Aluminium Alloy. Manufacturing Science and Technology [online]. 2015, **3**(2), 32-37 [cit. 2021-5-18]. ISSN 2333-2735. Dostupné z: [doi:10.13189/mst.2015.030202](https://doi.org/10.13189/mst.2015.030202)

[12] ABDULSHAHED, Ali M, Simon FLETCHER a Andrew Peter LONGSTAFF. The application of ANFIS prediction models for thermal error compensation on CNC machine tools. Applied Soft Computing [online]. 2014, (27), 158-168 [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: [doi: 0.1016/j.asoc.2014.11.012](https://doi.org/10.1016/j.asoc.2014.11.012)

[13] MAYR, Josef, Jerzy JEDRZEJEWSKI, Eckart UHLMANN, et al. Thermal issues in machine tools. CIRP ANNALS [online]. 2012, (61), 771-791 [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://www.research-collection.ethz.ch/handle/20.500.11850/59227>

[14] LI, Yang, Wanhua ZHAO, Shuhuai LAN, Jun NI, Wenwu WU a Bingheng LU. A review on spindle thermal error compensation in machine tools. International Journal of Machine Tools and Manufacture [online]. 2015, **95**, 20-38 [cit. 2021-5-18]. ISSN 08906955. Dostupné z: [doi: 10.1016/j.ijmachtools.2015.04.008](https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2015.04.008)

- [15] MÖHRING, Hans-Christian, Christian BRECHER, Eberhard ABELE, Jürgen FLEISCHER a Friedrich BLEICHER. Materials in machine tool structures. CIRP Annals [online]. 2015, **64**(2), 725-748 [cit. 2021-5-18]. ISSN 00078506. Dostupné z: doi: 10.1016/j.cirp.2015.05.005
- [16] NEDUCHAL, Přemysl. Materiály pro nosnou soustavu CNC obráběcího stroje. Docplayer [online]. 2016 [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/17303971-Materialy-pro-stavbu-ramu.html>
- [17] MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, 2014, 684 s.: il. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [18] SEMANČÍK, Marián. Pohony CNC obráběcích strojů. Engineering [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://www.engineering.sk/clanky2/stroje-a-technologie/1646-pohony-cnc-obrabecich-strojov>
- [19] JANÍČEK, Přemysl a Jiří MAREK. Expertní inženýrství v systémovém pojetí. Praha: Grada, 2013, 592 s.: il.; 25 cm. ISBN 978-80-247-4127-7.
- [20] JANÍČEK, Přemysl a Emanuel ONDRÁČEK. Řešení problémů modelováním: téměř nic o téměř všem. Brno: PC-DIR, 1998, 335 s.: il. ISBN 80-214-1233-X.
- [21] HIWIN Motion Control and Systems [online]. 2018 [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/media/downloadcatalog/sk/CZ-kulickove-srouby-2018.pdf>
- [22] Dimension Table of TBI MOTION Ball Screws [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <http://www.sbmautomation.com/pdf/Ball%20screw%20Catalog%20-%202.pdf>
- [23] Vysoce přesná ložiska SKF [online]. 2015 [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d196804385f4-Super-precision-bearings---13383_1-CS_tcm_54-129877.pdf
- [24] Elektromotor SIEMENS 37kW,1470ot,1LE16012BB03. Elektromotory Moravec s.r.o [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://www.elektromotory.net/siemens/1400-ot-min-1-do-tezkeho-provozu/1le1601-2bb0-37kw-1470ot.html>
- [25] 2-axis milling head HUI 50. Directindustry [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://www.directindustry.com/prod/tos-varnsdorf/product-9244-1035847.html>
- [26] Monorail Guidance Systems [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: https://www.tuli.si/files/INA_Monorail_guidance_systems.pdf
- [27] Pětiosé vertikální centrum DMU 65 monoBLOCK. Technickytydenik [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: https://www.technickytydenik.cz/rubriky/obrabeci-stroje-a-jejich-prislusenstvi/dmg-mori-den-otevrenych-dveri-pfronten-2020_49930.html
- [28] Základní koncepce stroje SP 280. Kovošvit [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: https://www.kovosvit.cz/download/lightproducts_produkty_cs/1540314237_cs_1_80_sp-280-cz-pl-web.pdf
- [29] Spindle Solutions for Machine Tool Applications. News.thomasnet [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://news.thomasnet.com/companystory/siemens-offers-spindle-solutions-for-machine-tool-applications-560419>
- [30] REVOLVEROVÉ HLAVY TYPU TBMA. Difak [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <http://www.difak.cz/cs/baruffaldi/revolverove-hlavy-typu-tbma>
- [31] T2025 V Vertical turning center. Hisntd [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <http://www.hisntd.com/kor/product/machine/T2025.pdf#page=2>

- [32] THE INNOVATIVE “SPN” DESIGN BEGINS WITH THE “BOX in BOX®” STRUCTURE. Niigatausa [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://www.niigatausa.com/wp-content/uploads/2018/01/SPN.pdf>
- [33] The HYUNDAI WIA HS4000i Horizontal Machining Center. Smsmachine [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <http://smsmachine.com/cnc-machines/categories/horizontal-machining-centers/hyundai-wia/hs4000i/>
- [34] Horizontální obráběcí centra / TOS FUT. Tos-kurim [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <http://www.tos-kurim.cz/cz/produktove-portfolio/horizontalni-objabeci-centra/tos-fut>
- [35] Základní koncepce MCV 1270. Kovosvit [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://www.kovosvit.cz/mcv-1270-p9.html#features>
- [36] Gantry machining centres / TOS FRU. Ckd-blansko [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <http://www.ckd-blansko.cz/en/product-portfolio/gantry-machining-centres/tos-fru>
- [37] 5osá s pevným stolem pro dokončovací obrábění | V 3528. Trimill [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <http://www.trimill.cz/produkty/vertikalni-objabeci-centra/5osa-s-pevnym-stolem-pro-dokoncovaci-objabeni/v-3528>
- [38] Portálová obráběcí centra / TOS FRP. Tos-kurim [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <http://www.tos-kurim.cz/cz/produktove-portfolio/portalova-objabeci-centra/tos-frp>
- [39] Equation of motion. Omepages.ulb.ac [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: http://homepages.ulb.ac.be/~aderaema/vibrations/2_VIB_1dof.pdf
- [40] Ukázka tlumených kmitů. Fyzika.fce.vutbr [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: http://fyzika.fce.vutbr.cz/doc/vyuka_schauer/mechanicke_kmity.pdf
- [41] Buzené tlumené kmitání. Upload.wikimedia [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/9/94/Mass-Spring-Damper.svg>
- [42] Portal and gantry multitasking machines. Danobatgroup [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <http://www.danobatgroup.cn/uploads/20180510/e3ab439a09a0aa1804d1db72613a7bb8.pdf>
- [43] LINEÁRNÍ VEDENÍ S KULIČKOVÝM ŘETĚZEM. Hennlich [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/linearni-vedeni-valiva-motory-a-pohony-linearni-vedeni-valive-linearni-vedeni-s-kulickovym-retezem-636/typ-sns.html>
- [44] Řez maticí válcovaného kuličkového šroubu Hiwin. Digitovarna [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <http://www.digitovarna.cz/clanek-84/valcovane-kulickove-srouby.html>
- [45] Wittenstein Alpha linear systems. Globalindustrialsupplies [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://www.globalindustrialsupplies.eu/wittenstein-alpha/>
- [46] Vřetena Haas. Haascnc [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://www.haascnc.com/cs/productivity/spindles.html>
- [47] Integrated Main/Sub spindle. Machine.hyundai-wia [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://machine.hyundai-wia.com/en/product/12000lsy.asp>

13 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

13.1 Seznam tabulek

Tabulka 1) Tuhosti jednotlivých součástí kuličkového šroubu [21,22,23].....	65
Tabulka 2) Tuhosti vozíků vedení RUE55 v jednotlivých směrech [26]	68
Tabulka 3) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č.1 se 2 vozíky	76
Tabulka 4) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č.1 se 3 vozíky	76
Tabulka 5) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č.1 se 4 vozíky	77
Tabulka 6) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č.2 se 3 vozíky	77
Tabulka 7) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č.2 se 4 vozíky	78
Tabulka 8) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č.3 se 3 vozíky	78
Tabulka 9) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č.3 se 4 vozíky	79
Tabulka 10) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č.4 se 3 vozíky	79
Tabulka 11) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č.4 se 4 vozíky	80
Tabulka 12) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č.5.....	82
Tabulka 13) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č. 6.....	83
Tabulka 14) Výsledky deformací a tuhostí pro variantu č. 7.....	83
Tabulka 15) Srovnání výsledných tuhostí, pro všechny varianty valivého vedení, při statickém zatěžování	84
Tabulka 16) Srovnání výsledných tuhostí, pro všechny varianty kluzného vedení, při statickém zatěžování	84
Tabulka 17) Srovnání výsledných tuhostí, pro všechny varianty valivého vedení, při dynamickém zatěžování.....	85
Tabulka 18) Srovnání výsledných tuhostí, pro všechny varianty kluzného vedení, při dynamickém zatěžování.....	85

13.2 Seznam obrázků

Obr. 1) Pětiosé vertikální centrum DMG MORI DMU 65 monoBLOCK [27].....	17
Obr. 2) Číslicově řízený soustruh SP 280 Kovosvit MAS [28]	19
Obr. 3) Elektrovřeteno Sienemens [29]	20
Obr. 4) Revolverová hlava typu TBMA [30].....	20
Obr. 5) Vertikální soustružnické centrum S&T Dynamics T2535V(M) [31].....	21
Obr. 6) Systém pohonu Master-Slave	21
Obr. 7) Prakticky používané kinematické struktury u obráběcích center na nerotační součásti s vodorovnou osou vřetena [1].....	23
Obr. 8) Horizontální obráběcí centrum řady SPN firmy Niigaty Box to box systém [32]	23
Obr. 9) Hyundai Wia HS4000i Horizontální obráběcí centru [33].....	24
Obr. 10) Horizontální obráběcí centra Tos fut [34]	24
Obr. 11) Prakticky používané kinematické struktury u obráběcích center na nerotační součásti se svislou osou vřetena [1]	25
Obr. 12) Vertikální obráběcí centrum MCV 1270 KOVOSVIT MAS [35]	25

Obr. 13) A) Obráběcí centrum TOS Kuřim FRU spodní gantry B) obráběcí centrum V 3528 Trimill horní gantry [36, 37].....	26
Obr. 14) Portálové obráběcí centrum TOS Kuřim s pohyblivým stolem [38]	26
Obr. 15) Druhy statických zatížení [4]	27
Obr. 16) Definice statické tuhosti a vztahy je určující [1].....	28
Obr. 17) Sériové uspořádání [7]	28
Obr. 18) Paralelní uspořádání [7]	29
Obr. 19) Různé typy žebrování a vyhodnocení jejich posunutí při působení ohybového zatížení [6].....	30
Obr. 20) Fyzikální model pro volné netlumené kmitání [39].....	31
Obr. 21) Fyzikální model pro volné tlumené kmitání a časová závislost výchylky tlumených kmitů [40]	32
Obr. 22) Fyzikální model pro buzené tlumené kmitání [41]	33
Obr. 23) Vliv tlumení na dynamickou stabilitu systému [9]	34
Obr. 24) Vliv tuhosti a hmotnosti na amplitudu [9]	34
Obr. 25) Diagramy regenerativního efektu břehem obrábění [10]	36
Obr. 26) Princip polohové vazby [10]	37
Obr. 27) Ukázka LOBE diagramu stability [11]	37
Obr. 28) Zdroje teplotních chyb a deformací na frézce [4]	39
Obr. 29) Měření teplotních deformací vřetena [13].....	40
Obr. 30) Měření teploty vřetena pomocí infračervené kamery [14].....	40
Obr. 31) Základní využívané materiály pro konstrukci obráběcích strojů [16]	42
Obr. 32) Srovnání mechanických a teplotních vlastností materiálů [15]	43
Obr. 33) Srovnání mechanických vlastností jednotlivých vláken. [15]	44
Obr. 34) Portálový CNC obráběcí stroj SORALUGE [42]	45
Obr. 35) Lineární valivé vedení s kuličkovým řetězem firmy Hennlich [43]	47
Obr. 36) Řez maticí válcovaného kuličkového šroubu Hiwin [44].....	48
Obr. 37) Pastorek a hřeben [45].....	49
Obr. 38 Rozdělení způsobů náhonu vřetena [17]	49
Obr. 39) Pohony hlavního vřetena vloženým převodem firmy Hass [46].....	50
Obr. 40) Vřeteník s vnitřním pohonem [47].....	50
Obr. 41) Přímý pohon vřeteny firmy Hass [46].....	51
Obr. 42) ukázka řešeného tělesa vřeteníku	52
Obr. 43) Ukázka horizontálních center TOS [34,38]	54
Obr. 44) Schéma úlohy v programu ANSYS Workbench.....	55
Obr. 45) Ukázka varianty č. 1 se třemi vozíky	56
Obr. 46) Ukázka varianty č. 2 se třemi vozíky	57
Obr. 47) Ukázka varianty č. 3 se třemi vozíky	57
Obr. 48) Ukázka varianty č. 4 se třemi vozíky	58
Obr. 49) Ukázka varianty č. 5.....	59
Obr. 50) ukázka varianty č. 6	59
Obr. 51) ukázka varianty č. 7	60
Obr. 52) Model tělesa vřeteníku s jeho hlavními rozměry	61
Obr. 53) Model tělesa vřeteníku v řezu s detailem na žebrování	61
Obr. 54) Okrajové podmínky pro vřeteník, při zjišťování jeho tuhosti, shora obr. A) zatížení ve směru X, obr. B) zatížení ve směru Y, obr. C) zatížení ve směru Z.....	62
Obr. 55) Ukázka síťování modelu vřeteníku	63

Obr. 56) Výsledná deformace vřeteníku v ose X.....	63
Obr. 57) Výsledná deformace vřeteníku v ose Y.....	64
Obr. 58) Výsledná deformace vřeteníku v ose Z.....	64
Obr. 59) Udání tuhosti pro ložisko 1 v radiálním a axiálním směru (kuličkové ložisko).....	65
Obr. 60) Udání tuhosti pro matici kul. šroubu v radiálním a axiálním směru	66
Obr. 61) Udání tuhosti pro ložisko 2 v radiálním směru (válečkové ložisko).....	66
Obr. 62) Okrajové podmínky pro soustavu ložisek a kuličkového šroubu s maticí	66
Obr. 63) Výsledné posunutí matice kuličkového šroubu v axiálním směru	67
Obr. 64) Ilustrační foto hlavního pohonu [24].....	67
Obr. 65) Frézovací hlava [25].....	68
Obr. 66) Nastavení tuhostí vozíků vedení pomocí funkce Bushing	69
Obr. 67) Zatížení vozíků ve 2 směrech a jejich okrajové podmínky	69
Obr. 68) Výsledné deformace valivého vedení.....	70
Obr. 69) Ukázka hmotného bodu nahrazující frézovací hlavu	71
Obr. 70) Ukázka nastavení okrajových podmínek na modelu varianty č. 1 se 2 vozíky	72
Obr. 71) Zvolené síťování modelů valivého vedení, ukázané na variantě č. 1 se 3 vozíky	73
Obr. 72) Deformace způsobená statickým zatížením ve směru Y	73
Obr. 73) Deformace způsobená statickým zatížením ve směru X.....	74
Obr. 74) Maximální amplituda při zatížení ve směru X, první vlastní frekvence 197 Hz.....	75
Obr. 75) Maximální amplituda při zatížení ve směru Y, druhá vlastní frekvence 240 Hz.....	75
Obr. 76) Ukázka nastavení okrajových podmínek na modelu varianty č. 5	81
Obr. 77) Ukázka zjemnění sítě pomocí Edge Sizing na turcitových pásech	81
Obr. 78) Zvolené síťování modelů kluzného vedení, ukázané na variantě č. 5.....	82

13.3 Použité symboly

p	[Pa]	tlak
m	[kg]	hmotnost
x	[m]	poloha
t	[s]	čas
ω	[rad.s ⁻¹]	úhlová frekvence
f	[Hz]	frekvence
b	[kg.s ⁻¹]	tlumení
ω_0	[rad.s ⁻¹]	vlastní úhlová frekvence
b_{mezd}	[m]	mezní šířka třísky
b_{krit}	[m]	kritická mezní šířka třísky
R	-	koeficient vlastností materiálu obrobku
$G(f)_{neg}$	[m]	záporná reálná charakteristika přenosové funkce
F	[N]	síla
F_x	[N]	Síla působící ve směru x

F_Y	[N]	Síla působící ve směru y
F_Z	[N]	Síla působící ve směru z
δ	[m]	posunutí/deformace
δ_x	[m]	Posunutí/deformace ve směru x
δ_Y	[m]	Posunutí/deformace ve směru y
δ_Z	[m]	Posunutí/deformace ve směru z
Δ	[m]	maximální amplituda
Δx_{\max}	[m]	Max. amplituda ve směru x
Δy_{\max}	[m]	Max. amplituda ve směru y
K	[N.m ⁻¹]	tuhost
K_{styk}	[N.m ⁻¹]	styková tuhost
K_{S_x}	[N.m ⁻¹]	Tuhost ve směru x (statická)
K_{S_y}	[N.m ⁻¹]	Tuhost ve směru y (statická)
K_{S_z}	[N.m ⁻¹]	Tuhost ve směru z (statická)
$K_{\text{š}}$	[N.m ⁻¹]	Tuhost kul. šroubu
K_L	[N.m ⁻¹]	Axiální tuhost ložiska
K_M	[N.m ⁻¹]	Axiální tuhost matice kul. šroubu
K_{d_x}	[N.m ⁻¹]	Tuhost ve směru x (dynamická)
K_{d_y}	[N.m ⁻¹]	Tuhost ve směru y (dynamická)